

Данный файл представлен исключительно в ознакомительных целях.

Уважаемый читатель!

Если вы скопируете данный файл,
Вы должны незамедлительно удалить его сразу после ознакомления с содержанием.
Копируя и сохраняя его Вы принимаете на себя всю ответственность, согласно действующему международному законодательству .
Все авторские права на данный файл сохраняются за правообладателем.
Любое коммерческое и иное использование кроме предварительного ознакомления запрещено.

Публикация данного документа не преследует никакой коммерческой выгоды. Но такие документы способствуют быстрейшему профессиональному и духовному росту читателей и являются рекламой бумажных изданий таких документов.

**Ассоциация компрессорщиков и пневматиков
Национальная академия наук Украины
Министерство образования и науки Украины
Сумская областная государственная администрация
ОАО «Сумское НПО им М.В. Фрунзе»
Концерн «Укрросметалл»
ОАО «НПАО ВНИИкомпрессормаш»
Институт прикладной физики АН Украины
Сумский государственный университет
Сумский государственный центр научно-технической и
экономической информации**



**ТРУДЫ
XIII Международной научно-технической конференции
по компрессоростроению**

Том I

**«КОМПРЕССОРНАЯ ТЕХНИКА И
ПНЕВМАТИКА В XXI ВЕКЕ»**

15 – 17 сентября 2004 года

Сумы – 2004

«Компрессорная техника и пневматика в XXI веке»

УДК 621.5
К 63
ББК 31.76

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф. Павлюченко А.М.;
канд.техн.наук, доц. Ванеев С.М.

Рекомендовано к печати
ученым советом
Сумского государственного университета

К 63 Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: XIII
Международная научно-техническая конференция по
компрессоростроению. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2004. - 255 с.

ISBN 966 - 657- 033 - 5

В представленных докладах содержатся последние достижения научно-исследовательских организаций, КБ, предприятий.

Для трудов международной конференции отобраны оригинальные статьи, важные для развития новых научных направлений и создания более совершенной компрессорной техники. Представленные доклады охватывают важнейшие направления компрессорной техники, включая проблему энергосбережения.

Сборник докладов представляет интерес для научных работников, аспирантов, инженеров, конструкторов, работающих в области современных компрессорных систем, а так же будет иметь важное значение для совершенствования дисциплин, читаемых в ВУЗах по компрессорной специальности.

ББК 31.76

ISBN 966 - 657- 033 – 5
ISBN 966 - 657- 034 - 3

© Изд-во СумГУ, 2004

ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ КОМИТЕТ КОНФЕРЕНЦИИ

- Председатель:** **Галеркин Ю.Б.** - д-р техн. наук, проф., председатель АСКОМП, заведующий кафедрой компрессорной, вакуумной и холодильной техники С.-ПбГТУ, г. С-Петербург.
- Сопредседатели:** **Лукьяненко В. М.** - д-р техн. наук, проф., председатель правления ОАО "Сумское НПО им. М.В. Фрунзе";
Хисамеев И. Г. - д-р техн. наук, проф., генеральный директор ОАО "Казанькомпрессормаш" и ЗАО "НИИтурбокомпрессор" им. В.Б. Шнеппа, г. Казань.
- Зам. председателя:** **Роговой Е. Д.** - канд. техн. наук, первый заместитель председателя правления ОАО "Сумское НПО им. М.В. Фрунзе";
Жарков П. Е. - вице-президент концерна Укрросметалл, г. Сумы;
Бухолдин Ю.С. - канд. техн. наук, генеральный конструктор нефтегазового оборудования ОАО "Сумское НПО им. М.В. Фрунзе", член правления ОАО, г. Сумы;
Васильев А. В. - канд. техн. наук, проф., и.о. ректора Сумского государственного университета;
- Ученый секретарь:** **Парафейник В. П.** - канд. техн. наук, главный конструктор проектов СКБ турбокомпрессорных машин ОАО "Сумское НПО им. М.В. Фрунзе".
- Анохина Л. Н.** – зам. главного редактора журнала "Химическое и нефтегазовое машиностроение", г. Москва;
- Бондаренко Г.А.** - канд. техн. наук, главный конструктор ОАО "НПАО ВНИИкомпрессормаш", г. Сумы;
- Бойко Л. Г.** - д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой теории воздушно-реактивных двигателей НАКУ им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", г. Харьков;
- Бухарин Н. Н.** - д-р техн. наук, проф. кафедры холодильных машин СПб ГАХиПТ, г. С-Петербург;
- Епифанов С. В.** - д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой конструкции авиадвигателей НАКУ им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", г. Харьков;
- Захаренко В. П.** - д-р техн. наук, директор НПЦ "Компрессоры без смазки", г.С-Петербург;
- Клименко В. Н.** - д-р техн. наук, директор Института прикладных исследований в энергетике, член-корреспондент НАНУ, г. Киев;
- Коломеев В. Н.** - первый заместитель генерального директора ДК "Укртрансгаз" НАК "Нафтогаз України", г. Киев ;
- Кучеренко В. В.** - главный конструктор ОАО "Дальэнергомаш", г. Хабаровск;
- Лавренко А. М.** - канд. техн. наук, директор департамента науки и техники, концерн "Укрросметалл";
- Львов Г. И.** - д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой динамики и прочности НТУ "ХПИ", г. Харьков;
- Марцинковский В. А.** - д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой общий механики и динамики машин СумГУ, г. Сумы;
- Максимов В. А.** - д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой компрессоров и пневмоагрегатов КГТУ, г. Казань;

Милованов В. И. - д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой компрессоров и пневмоагрегатов ОГАХ, г. Одесса;

Мифтахов А. А. - д-р техн. наук, проф. КГТУ, г. Казань;

Морозова Э.И. – зам. главного редактора журнала "Компрессорная техника и пневматика", г. Москва;

Моисеев С.В. – главный инженер АО "Турбогаз", г. Харьков;

Огнев В. В. - д-р техн. наук, проф. заместитель директора научно-технического центра ООО «ВНИИГаз», г. Москва;

Павлюченко А.М. - д-р техн.наук, проф., зав. кафедрой технической теплофизики СумГУ, г.Сумы;

Пластилин П.И. - д-р техн. наук, проф. кафедры Э-5 МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва ;

Сафиуллин А.Г. - зам. генерального директора ЗАО "НИИтурбокомпрессор" им. В.Б. Шнеппа, г.Казань;

Сторишко В.Е. - д-р физ.-мат. наук, проф., директор Института прикладной физики НАН Украины, академик НАНУ, г. Сумы;

Сухомлинов И. Я. - д-р техн. наук, проф., главный научный сотрудник АО "ВНИИХолодмаш-Холдинг", г. Москва;

Суслина И.П. - канд. техн. наук, директор АСКОМП, ст. научный сотр. кафедры компрессорной, вакуумной и холодильной техники С.ПбГТУ, г. С.-Петербург;

Хворост В. А. - канд. техн. наук, проф., проректор по научной работе СумГУ г. Сумы;

Шайдак Б.П. – директор по НИ и КР, генеральный конструктор АООТ "Невский завод", г. С.-Петербург;

Шайхутдинов А.З. - канд. техн. наук, проф., зам. начальника департамента ОАО "Газпром", г. Москва;

Шубенко А. Л. - д-р техн. наук, проф., зав. отдела оптимизации рабочих процессов и конструкций турбомашин Институт проблем машиностроения НАН Украины, г. Харьков

ИНФОРМАЦИОННЫЕ СПОНСОРЫ КОНФЕРЕНЦИИ:

журнал «**Технические газы**»
(г. Одесса, Украина);

журнал «**Нафтова і газова промисловість**»
(г. Киев, Украина);

журнал «**Компрессорная техника и пневматика**»
(г. Москва, Россия);

журнал «**Химическое и нефтегазовое машиностроение**»
(г. Москва, Россия)

Научное издание

**«КОМПРЕССОРНАЯ ТЕХНИКА И
ПНЕВМАТИКА В XXI ВЕКЕ»**

Том I

ТРУДЫ
XIII Международной научно-технической конференции
по компрессоростроению

15 – 17 сентября 2004 года

Стиль и орфография авторов сохранены

Подписано в печать 3.09.2004. Формат 70х108/16
Усл.-печат. листов 17,6. Уч.-изд. листов 17,46
Тираж 300 экз. Заказ № _____
Сумы: Издательство СумГУ

УВАЖАЕМЫЕ КОЛЛЕГИ!

(вместо предисловия)

Традиция проведения научно-технических конференций (НТК) по компрессоростроению относится к 60-м гг. прошлого века и связана с именем видного ученого в области энергомашиностроения доктора технических наук, профессора, заслуженного деятеля науки и техники Российской Федерации Константина Павловича Селезнева. Неоценимая роль НТК заключается в том, что они сформировали сообщество ученых и инженеров в области компрессоростроения, многолетние творческие связи которых способствуют развитию этой важной отрасли машиностроения.

Предыдущая XII конференция состоялась в одном из центров российского компрессоростроения в г. Казань в 2001г. и по существу подвела итоги развитию компрессоростроения в XX веке.

На сегодняшний день компрессоростроение в странах СНГ – сложный комплекс научно-исследовательских и конструкторских организаций, кафедр ВУЗов и отдельных подразделений академических НИИ, а также конструкторских коллективов конверсионных предприятий авиационной и судостроительной промышленности, осваивающих новое для себя «наземное направление».

Наступивший век, являющийся, по общему мнению, веком информационных технологий, некоторые специалисты в области топливно-энергетических отраслей определяют как «эпоху метана». Бесспорными являются, пожалуй, оба эти определения. И если первое предопределяет дальнейшее развитие методов исследования, проектирования, доводки и эксплуатации компрессорного оборудования, то второе требует развития производства всех типов компрессоров. Это является одной из важнейших задач современного машиностроения, так как компрессорному оборудованию отводится ведущая роль в добыче, транспорте, переработке и распределении углеводородов.

Представленные для публикации в настоящих Трудах доклады далеко не полностью отражают современный уровень развития компрессоростроения, но, как мы надеемся, в достаточной степени отражают все разнообразие научных интересов специалистов, работающих в области компрессоростроения, а результаты научной дискуссии в процессе их обсуждения послужат дальнейшему развитию этой отрасли энергомашиностроения и укреплению творческих связей ученых и инженеров.

Оргкомитет

СОДЕРЖАНИЕ

ДОКЛАДЫ ПЕРВОГО ПЛЕНАРНОГО ЗАСЕДАНИЯ

Галеркин Ю.Б. Научно – организационная работа в компрессоростроении – предыстория и деятельность АСКОМП.....	6
Лукьяненко В.М., Бухолдин Ю.С., Парафейник В.П., Королев В.С. Состояние и тенденции развития компрессорного оборудования в ОАО "Сумское НПО им.М.В.Фрунзе"	19
Хисамеев И.Г., Сафиуллин А.Г. О состоянии развития центробежных и роторных компрессоров в ОАО "Казанькомпрессормаш"	44
Таганцев О.М. Разработка современного холодильного оборудования на базе новых рядов спиральных, винтовых и центробежных компрессоров	52
Жарков П.Е. Состояние и перспективы развития компрессоростроения в Украине	59
Кирик Г.В., Лавренко А.М., Карасенко В. В. Проблемы энергосбережения в компрессоростроении.....	64
Кирик Г.В., Салюк А.А. Параметрический ряд винтовых компрессорных установок производства оао «ПТМЗ». Некоторые особенности конструкции.....	68

I секция

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ, ОСЕВЫЕ И ВИХРЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Поташев А.В., Поташева Е.В. Разработка методики и программы расчета осредненного осесимметричного потока с учетом переменности стеснения потока.....	73
Евгеньев С.С., Футин В.А. Исследование пульсаций давлений и скоростей за рабочим колесом ступени концевой типа центробежного компрессора	83
Сафиуллин А.Г., Русланов С.Л., Зеленов А.В., Ибатуллин Р.Р., Коханов С.Г., Муртазин Р.Ф. Мультипликаторные центробежные компрессоры для систем термостатирования стартовых комплексов космодромов	90
Чернявский Л. К. Потеря КПД центробежной ступени вследствие межлопаточных вырезов на периферии дисков рабочего колеса	94
Угрюмов М. Л., Цегельник А. М., Прокофьев С. А., Меньяйлов А. В. Проектирование и реализация программного комплекса для совершенствования венцов осевых компрессоров	103
Русанов А.В., Ершов С.В. Проблемы численного моделирования трехмерных вязких течений в осевых и центробежных компрессорах.....	108
Шубенко А.Л., Роговой М.И., Бабак Н.Ю., Кубах В.Б. Автоматизированное проектирование лопаточных аппаратов осевых турбомашин	117

Евгеньев С.С., Футин В.А. Распределение давления по окружности около дисков закрытых рабочих колес ступеней концевой типа центробежных компрессоров	125
Галёркин Ю.Б., Козаченко Л.И., Прокофьев А.Ю. Уточнение рекомендаций по оптимальному проектированию центробежных рабочих колёс на основании анализа диаграмм поверхностных скоростей.....	131
Галеркин Ю.Б., Козаченко Л.И., Митрофанов В.П., Зараев В.И., Прокофьев А.Ю. Сравнение эффективности центробежных компрессорных ступеней с лопаточными и безлопаточными диффузорами.....	142
Андреев К.Д., Беркович А.Л., Полищук В.Г., Рассохин В. А. Повышение параметров работы компрессоров впрыском воды в проточную часть.....	155
Пономарева С.В., Письменный В.И. Расчетно-экспериментальное исследование клиновидного диффузора	162
Сальников С.Ю. Результаты апробации метода расчета газодинамических характеристик центробежных компрессоров	165
Бондаренко Г.А., Кармазин В.И. Опыт «НПАО ВНИИкомпрессормаш» по ремонту роторов компрессоров производства аммиака Северодонецкого ГПП «АЗОТ».....	173
Середа С.О., Гельмедов Ф.Ш., Мунтянов И.Г., Мунтянов Г.Л. Экспериментальное исследование газодинамических характеристик многоступенчатого осевого компрессора с впрыском воды в проточную часть.....	177
Тарельник В.Б., Захаров Н.В., Марцинковский В.С., Антошевский Б. повышение ресурса деталей роторных машин.....	184
Калинкевич Н.В., Бобров А.Н., Михайлова Ю.Ю. Программное обеспечение поэлементного расчета газодинамических характеристик центробежного компрессора.....	190
Калинкевич Н.В., Бобров А.Н., Калашников А.Н. Проектирование неподвижных элементов ступени центробежного компрессора с улучшенными газодинамическими характеристиками.....	197
Парафейник В.П., Бухолдин Ю.С., Петухов И.И., Шахов Ю.В., Минячихин А.В. Метод оценки термодинамического совершенства рабочего процесса многокаскадного центробежного компрессора нефтяного газа	201
Бойко Л.Г., Дёмин А.Е., Максимов Ю.П., Борисов В.С., Калюжная В.А. Исследование влияния отбора воздуха на структуру течения и характеристики многоступенчатого осевого компрессора	211
Бойко Л.Г., Дёмин А.Е. Исследование структуры течения и суммарных характеристик многоступенчатых осевых компрессоров и их элементов с помощью комплекса методов поверочного расчета	218
Вансеев С.М., Марцинковский В.С., Парафейник В.П., Сергеев В.Н. Состояние развития и области применения вихревых компрессоров	231
Бойко Л.Г., Барышева Е.С., Фесенко К.В., Бухолдин Ю.С., Довженко В.Н. Метод расчета до - и трансзвуковых течений в проточной части центробежного компрессора.....	243
Власенко Т.А., Бондаренко Г.А. Планирование затрат на основе определения стоимости жизненного цикла машин и оборудования	250

ДОКЛАДЫ

ПЕРВОГО ПЛЕНАРНОГО ЗАСЕДАНИЯ

НАУЧНО – ОРГАНИЗАЦИОННАЯ РАБОТА В КОМПРЕССОРОСТРОЕНИИ – ПРЕДЫСТОРИЯ И ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ АСКОМП

Галеркин Ю.Б., проф., д-р техн. наук, Председатель Ассоциации компрессорщиков и пневматиков

С.-ПбГПУ, г. Санкт-Петербург, Россия

Компрессорная техника занимает особое место в истории и в современной жизни человечества. Компрессоры менее известны общественности, и даже технической общественности, чем другие энергетические машины. При этом они принадлежат к наиболее распространенным техническим устройствам во всех базовых отраслях промышленности, энергетике, транспорте, да и в быту (компрессора бытовых холодильников, домашние вентиляторы).

Более того, историки техники утверждают, что примитивные компрессоры были первыми техническими устройствами на службе человечества. На рис.1 воспроизведен рисунок, показывающий работу древних металлургов с примитивным объемным компрессором для повышения температуры плавильной печи – Египет, 1500 лет до н.э.

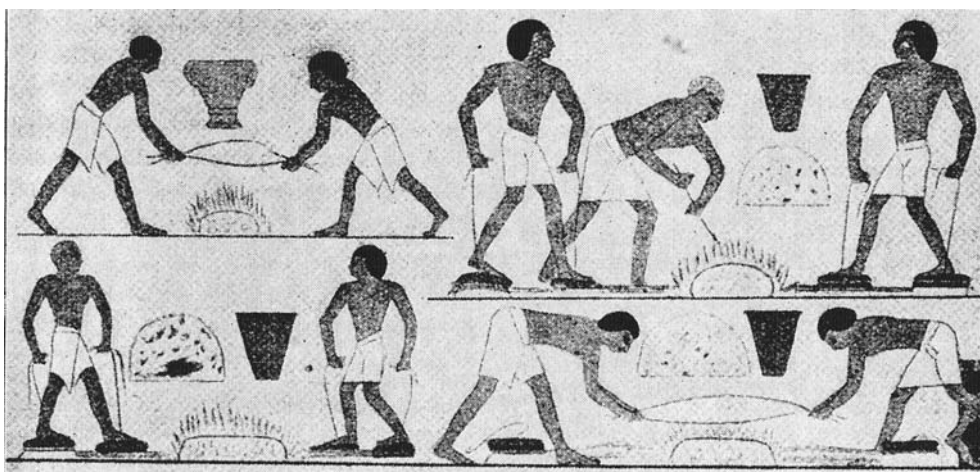


Рисунок 1 - Первое историческое изображение технического устройства – выплавка золота с помощью ножных мехов (первый объемный компрессор). Египет, 1500 до н.э. (Atlas Corco Manual)

Еще радикальнее утверждения о том, что не обладай прародитель человечества естественным компрессором – своими легкими – он не сумел бы поддерживать огонь и человеческая цивилизация не возникла бы.

Так или иначе, но уже в начале средних веков без компрессоров проветривания не обходилась добыча руды шахтным способом (рис.2), а с началом промышленной

революции актуальной стала передача энергии сжатым воздухом. Интересно, что первая попытка передать энергию от гидравлической турбины в горах к заводским машинам на равнине, провалилась (Уэльс, 1820 г.). Консилиум специалистов сделал вывод о том, что передача энергии сжатым воздухом вообще невозможна, так как противоречит законам природы. На самом деле, виновата была утечка воздуха через пористые стенки керамических труб.

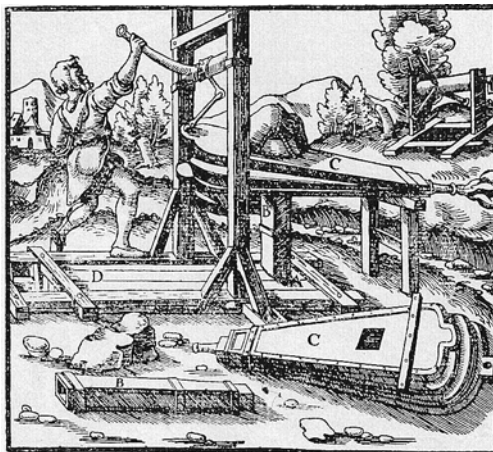


Рисунок 2 - Проветривание шахты с помощью ручных мехов, 1530 г. (Atlas Copco Manual)

Успех строителей туннеля Монт-Сени в Швейцарии (рис.3), проходка которого многократно ускорилась применением пневматических долот с приводом от компрессоров у порталов туннеля, имела огромный резонанс. В 1880-х годах. Париж обзавелся центральной компрессорной станцией (рис.4), снабжающей энергией промышленные и бытовые объекты (лифты и т.д.). В эпоху до появления электроэнергетических цепей это имело огромное значение, но и сейчас машиностроительные предприятия до 40% энергии потребляют в виде сжатого воздуха.

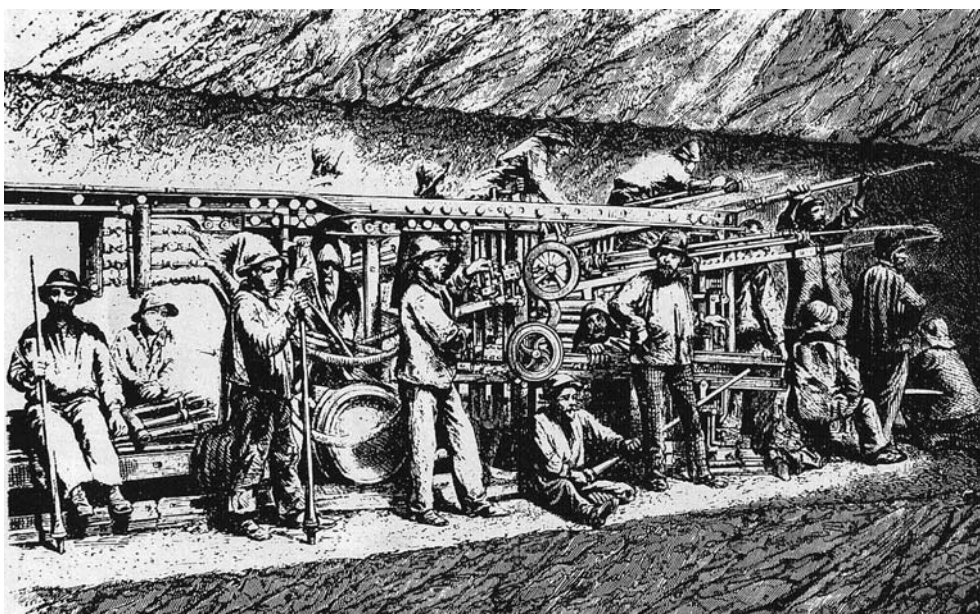


Рисунок 3 - Первый крупномасштабный опыт применения передачи энергии сжатым воздухом – проходка туннеля в Швейцарских Альпах пневматическими сверлами, середина 19 в.

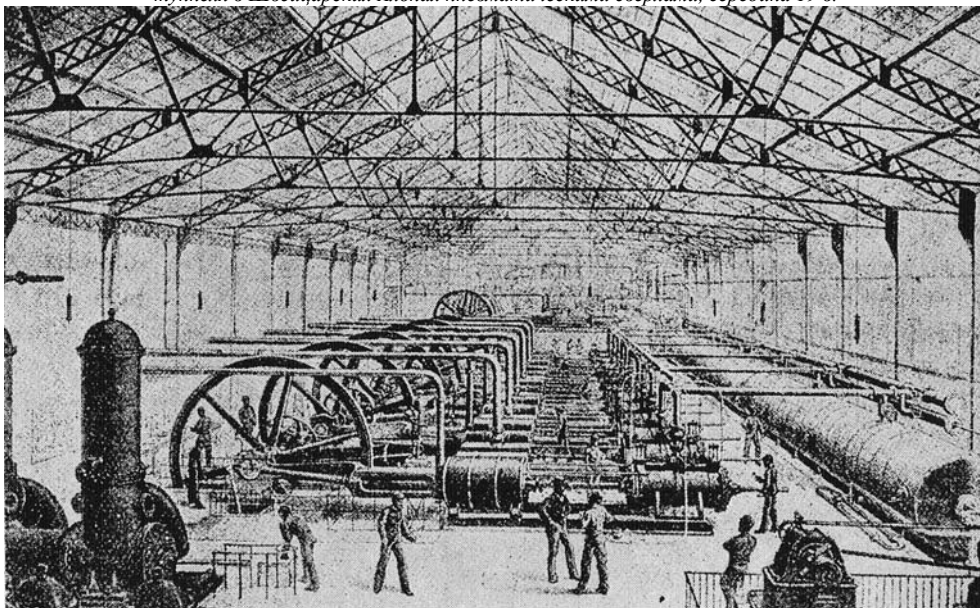


Рисунок 4 - Компрессорная станция суммарной мощностью 1500 кВт, снабжающая энергией общегородскую пневматическую сеть Парижа, 1888 г.

Прогресс энергетики, химии, нефтехимии, холодильной техники, добыча и использование нефти и газа базируется на широком применении компрессоров с широчайшим диапазоном мощности и развиваемого давления. Такое широкое применение обеспечивает постоянный рост мирового производства компрессоров, вне зависимости от экономической конъюнктуры. В высокоразвитых странах компрессоры являются важной экспортной продукцией. Например, в ФРГ в 90-х годах ежегодный рост производства компрессоров составлял 10 %, при доле экспорта 65 %.

Древность происхождения не мешает компрессорам быть образцом применения высочайших технологий и динамичности развития. Скажем, у турбокомпрессоров окружные скорости на периферии лопаток равны скоростям сверхзвуковых самолетов, что объясняет сложность возникающих газодинамических проблем. Сложность механических проблем вытекает, в частности из того, что в поле центробежных сил каждая из десятков лопаток крупного осевого компрессора создает в месте присоединения к ротору нагрузку в десятки тонн.

Среди энергетических машин (компрессоры преобразуют механическую энергию двигателя в энергию сжатого газа) компрессоры, безусловно, выделяются наибольшим разнообразием принципов действия, конструкцией, диапазоном мощностей, давлений. При этом разные компрессоры часто используются в одних технологических линиях, производятся на одних предприятиях и, в целом, относятся к одному классу энергетических машин. Достоин уважения дар предвидения руководителей Ленинградского политехнического института, организовавших – впервые в мире - подготовку специалистов по всем типам компрессоров и всем аспектам компрессорной техники задолго до современного «компрессорного бума».

В 1930 году под руководством 26 – летнего профессора К.И. Страховича (впоследствии – видного ученого в ряде областей теплотехники) была организована кафедра компрессоростроения (ныне - кафедра компрессорной, вакуумной и холодильной техники СПбГПУ).

В предвоенные годы на кафедре работали известнейшие в дальнейшем деятели отечественной промышленности В.Ф. Рис, М.И. Френкель, Т.Ф. Кондратьева, Н.А. Доллежалъ. Воссоздание кафедры после Великой отечественной войны в начале 50-х гг. связано с деятельностью С.Е. Захаренко (заведующий кафедрой до 1960 года), Б.С. Фотина, В.А. Дмитриевского, С.А. Анисимова, Г.В. Карпова.

Выпускник кафедры Турбиностроения, ветеран Великой Отечественной войны К. П. Селезнев возглавил учебную и научную работу по турбокомпрессорам, сотрудничая одновременно с ЦКТИ, где создал научное направление по тепловому состоянию турбин и атомных реакторов. В дальнейшем он стал одним из видных деятелей компрессоростроения и сыграл главную роль в том, что компрессорные заводы, НИИ и ВУЗы СССР создали своеобразное сообщество для решения научно – организационных, научно – технических и образовательных задач. В 1975 – 1985 гг. К.П. Селезнев был ректором Ленинградского политехнического института (рис. 5).



Рисунок 5 - Ректор К.П. Селезнев принимает в ЛПИ выпускника института, Председателя Совета Министров РСФСР М.С. Соломенцева

Осознание роли компрессорной техники было продемонстрировано еще раз в 1956 году, когда Правительством было принято решение об организации проблемной лаборатории компрессоростроения (одна из шести проблемных лабораторий в ЛПИ). Деятельность проблемной лаборатории способствовало быстрому превращению кафедры компрессоростроения в один из важных научно – технических центров. Одновременно кафедра становилась и центром научно – организационной деятельности. В этом процессе огромную роль играли личные качества К.П.Селезнева. Его отличали высокий интеллект, широкая образованность и эрудиция. Необычайная трудоспособность дополнялась обостренным чувством социальной ответственности. К.П. Селезнев был убежден, что активная научно – техническая и образовательная деятельность каждой из организаций должна дополняться постановкой и решением совместных задач, сопровождаться

постоянными контактами и обменом опытом. Последующие события подтвердили эффективность такого подхода.

В самом начале 60-х г.г. К.П. Селезнев установил личные контакты с руководителями наиболее значительных компрессорных предприятий того времени и с кафедрой Э-5 МВТУ (проф. В.Д. Лубенец), близкой по профилю подготовки специалистов. Идеи о необходимости ведения совместных проектов получили общую поддержку и начали реализовываться. Успех был достигнут благодаря поддержке промышленных предприятий Ленинграда и Москвы. Особо отметим активное участие казанских компрессорщиков – директора ККЗ Т.С. Ломакина и его преемника А.М. Галеева, и особенно директора СКБ-К В.Б. Шнеппа. Позже в эту работу активно включались сумские компрессорщики.

Последовательно были организованы на общественной основе Советы по компрессоростроению при Минвузе РСФСР, при Минвузе СССР, при Министерстве химического и нефтяного машиностроения (министерство включало «компрессорный» главк), затем был образован Совет по компрессоростроению при Госкомитете СССР по науке и технике. Деятельность этих объединений научно – технической общественности была разнообразной и дала вполне очевидные практические результаты.

В 1965 г. по инициативе К.П. Селезнева и В.Д. Лубенца в ЛенНИИХиммаше было проведено однодневное научно – техническое совещание с участием ведущих промышленных предприятий, НИИ и ВУЗов.

Представленные доклады и дискуссия вызвали большой интерес и показали важность научно-технических форумов. В результате на базе МВТУ была проведена первая Всесоюзная научно-техническая конференция по компрессоростроению. Затем с периодичностью в 3 – 4 года были проведены следующие конференции на базе основных компрессорных центров страны. С 1993 г. конференции стали международными. Перечень проведенных конференций:

1-я Всесоюзная научно-техническая конференция по компрессоростроению (ВНТК) проведена 24-26 января 1966 г. (МВТУ, 400 специалистов из более 100 организаций). Краткое сообщение, перечень докладов и сообщений опубликовано в издании «Компрессорное и холодильное машиностроение», Вып. №2, 1966, (ЦИНТИхимнефтемаш). Изданы четыре сборника трудов: ЦИНТИхимнефтемаш, «Компрессорное и холодильное машиностроение», Вып. №4 и 18 статей по всем типам компрессоров. Два сборника по поршневым компрессорам и турбокомпрессорам (ЛенНИИХиммаш — 36 статей).

2-я ВНТК состоялась 8-10 октября 1968г., Ленинград, ЛПИ, 600 участников, 149 организаций из 47 городов СССР, 4 специалиста Болгарии, ГДР, Польши и Румынии; 4 секции, 30 обзорных докладов, 19 сообщений.

3-я ВНТК проведена в 1971 г. на базе Казанского компрессорного завода, г.Казань.

4-я ВНТК состоялась в 1974 г. в г. Сумы. В работе конференции приняли участие около 600 специалистов заводов, НИИ, конструкторских и проектных организаций, вузов, представляющих 21 министерство и ведомство страны, а также специалисты из пяти зарубежных стран. Было заслушано и обсуждено 357 докладов.

5-я ВНТК состоялась в 1978 г. в Москве на базе МВТУ, 6-я ВНТК в феврале 1981г., филиал ЛПИ, г. Псков. На конференции работало 6 секций.

7-я ВНТК состоялась в 1985, в г. Казани, а 8-я ВНТК «Создание компрессорных машин и установок, обеспечивающих интенсивное развитие отраслей топливно-энергетического комплекса» состоялась 10-12 октября 1989 г. в г. Сумы.

9-я Международная научно-техническая конференция (МНТК) по компрессоростроению, состоялась в г. Казани в 1993 г. (впервые проведена под эгидой Ассоциации компрессорщиков и пневматиков).

10-я МНТК, 1995г., г. Казань; 11-я МНТК 27-29 мая 1998, г. Казань; 12-я МНТК, 18-20 июля 2001 г., г. Казань.

На ряде рисунков (Рис. 6÷12) представлены фотоиллюстрации к проведенным конференциям и другим мероприятиям научно-технической общественности. Обратим внимание на то, что большая часть конференций была проведена на базе казанских и сумских организаций, что отражает их активную роль в научно – организационной деятельности. К.П. Селезнев возглавлял оргкомитеты всех конференций вплоть до своей кончины в 1998 г., хотя, разумеется, основная часть работы ложилась на хозяев конференций.



*Рисунок 6 - На одном из научно-технических мероприятий компрессорщиков.
Справа – налево: Ф.С. Рекстин, В.Д. Лубенец, К.П. Селезнев, Е.Д. Соложенцев, Г.А. Бондаренко,
Е.Н. Еременко, В.А. Марцинковский*



Рисунок 7 - Обсуждение проекта нового компрессора на Совете Минхиммаша
(Л. С. Евко, И.Я. Сухомлинов, К.П. Селезнев, С.Г. Соколов, А.С. Нуждин)



Рисунок 8 - В зале заседаний 6-й ВНТК в Псковском филиале ЛПИ.
Справа – налево в первом и втором рядах – П.И. Пластинин, А.А. Диментова, А.А.Мифтахов,
Г.А. Раер, В.И. Зыков, Д.М. Бавельский



Рисунок 9 - Открытие 7-й ВНТК в Казани, 1985 г. Выступает К.П. Селезнев



Рисунок 10 - Рабочий момент 7-й ВНТК в Казани.

*В первом ряду А.М. Галеев, П.А. Кирпичников (ректор КХТИ), В. Н. Бондарев, В.Д. Лубенец.
На заднем плане – И.И. Новиков, П.И. Пластинин, В.Е. Евдокимов, В.Ф. Рис, В.Б. Шнепп, А.С. Нуждин*



Рисунок 11 - Открытие 9-й МНТК в Казани, 1993 г. (первая международная конференция под эгидой АСКОМП) – В.Б. Шнепп, И.Г. Хисамеев, К.П. Селезнев, А.А. Мифтахов



Рисунок 12 - В президиуме 9-й МНТК - И.Г. Хисамеев, А.М. Галеев, К.П. Селезнев

Конференции играли и продолжают играть большую роль в научно – техническом прогрессе и консолидации компрессорного сообщества. Однако научно – организационная деятельность упомянутых выше общественных советов затрагивала многие аспекты жизни отрасли и привела к решению широкого круга вопросов:

- 1) **Подготовка кадров, учебно – методическая работа.** До конца 60-х годов кафедра компрессоростроения ЛПИ и кафедра Э-5 МВТУ были единственными центрами подготовки специалистов – компрессорщиков. В результате инициатив компрессорного сообщества в Казанском химико – технологическом институте был создан факультет компрессоростроения (проф. А.А. Мифтахов), а в вузах г.г. Сумы, Омск, Краснодар созданы кафедры соответствующего профиля. Деятельность в рамках Советов обеспечила необходимую методическую помощь новым кафедрам, а в дальнейшем координировала их деятельность;
- 2) **Подготовка научных кадров высшей квалификации.** Благодаря активным контактам в компрессорном сообществе усилилось понимание роли науки, тяга к личному участию в решении научно – технических задач со стороны работников промышленности. Аспирантура и докторантура кафедры компрессоростроения стала настоящей кузницей научных кадров для многих регионов страны. Большая работа была проделана К.П. Селезевым, ставшим научным руководителем при подготовке диссертаций такими работниками промышленности и вузов, как В.Б. Шнепп, И.Г. Хисамеев, А.М. Галеев, А.А. Мифтахов, А.С. Нуждин, Г.Н. Зиневич, Б.И. Огурцов, В.Е. Сухиненко, В.Н. Довженко, В.А. Кулагин, А.Г. Никифорова и десятками других
- 3) **Научно – технические проблемы.** Обычной практикой работы Советов было обсуждение конкретных научно – технических вопросов, проектов новых машин и т.д. Запомнились детальные обсуждения проблем: создание поршневых

и центробежных компрессоров сверхвысокого давления (250 МПа) для производства полиэтилена; создание центробежных компрессоров высокого давления для газлифта нефти и «сайклинг»-процесса добычи газового конденсата (г. Сумы), новых центробежных компрессоров для подачи кислорода в конверторы (г. Казань), многовальные центробежные компрессоры конструкции СКБ-К и вопросы проектирования блочно – контейнерных ГПА на базе авиационных ГТД, (г. Ленинград); новые конструктивные решения для проточной части нагнетателей ГПА, предложенные сумскими компрессоростроителями (г. Сумы);

- 4) **Создание нового центра компрессоростроения.** Общественными советами по инициативе К.П. Селезнева активно продвигалась идея создания крупного научно – технического центра для решения задач развивающегося компрессоростроения. Министерство химического и нефтяного машиностроения признало это предложение правильным и на базе Научно-исследовательского института в г. Сумы в 1970 г. был создан ВНИИкомпрессормаш, а СМПО им. М.В. Фрунзе значительно увеличило долю компрессорной продукции в своей номенклатуре. Здесь уместно вспомнить большие заслуги ныне покойных сумских компрессорщиков В.А. Карбовниченко, В.Д. Васильева, И.В. Симоновского, М.М. Миронова, Ю.Ф. Комлыка, В.Е. Сухиненко. В развитии компрессоростроения в Сумах сыграли и продолжают играть большую роль В.М. Лукьяненко, Е.Д. Роговой, П.Д. Савостьянов, Ю.С. Бухолдин, В.Н. Довженко, В.П. Парафейник, П.Е. Жарков, А.М. Лавренко, Г.А. Бондаренко и другие.

Здесь уместно отметить, что положительные результаты научно-организационной деятельности в прошлом не могли быть получены без поддержки и помощи руководителей и сотрудников научно-технического совета Министерства химического и нефтяного машиностроения, Главкомпрессормаша, Госкомитета по науке и технике: К.И. Брехова, В.А. Резниченко, А.М. Васильева, П.Г.Деева, В.А. Макаренкова, С.Г. Соколова, В.Н. Бондарева, В.В. Румянцева и других. В новых условиях положительное влияние на результаты научно-организационной деятельности в области компрессоростроения оказывает сотрудничество с ОАО «Газпром» – крупнейшим потребителем компрессорного оборудования. Руководители и сотрудники департамента по транспорту газа и управления науки А.М. Бойко, А.З. Шайхутдинов, Ю.В. Забродин, И.И. Губанок, А.Д. Седых, А.И. Яковлев, А.М. Гулковский оказали организационную поддержку научно-техническим форумам компрессорщиков, сами активно участвовали в них как авторы важных докладов. Можно рассчитывать, что такое сотрудничество с ОАО «Газпром» продолжится.

В изменившихся социально – экономических условиях деятельность общественных советов при ведомственных правительственных учреждениях стала невозможной. Однако, активные участники прежней научно – организационной деятельности в компрессоростроении сочли необходимым продолжить совместную работу в новых условиях.

Понятно, что в изменившихся условиях некоторые направления работ стали невозможны. Например, по причине закрытости части корпоративной информации, вряд ли возможно обсуждение проектов нового оборудования совместно с представителями предприятий – конкурентов.

При плановой экономике имели смысл конкретные рекомендации по направлениям опытно – конструкторских и научно – исследовательских работ, адресованные соответствующим министерствам и ведомствам, финансировавшим такие работы. Сейчас для реализации таких рекомендаций значительно меньше возможностей, хотя рекомендации по направлениям научно – технического прогресса в адрес наиболее крупных компаний – потребителей компрессоров (ОАО «Газпром», например) имеют смысл.

Вместе с тем, в новых условиях появились новые проблемы и новые возможности, которые (наряду с сохранившимися) пытается реализовать Ассоциация компрессорщиков и пневматиков, созданная в 1990 г. по инициативе К.П. Селезнева при активной поддержке ЗАО «НИИтурбокомпрессор», СПбГТУ, НПО «ЛенНИИхиммаш», ПО «Невский завод», ВНИИкомпрессормаш, МГО «НЕФТЕКОМ», концерна «АКОНХОЛ». Ассоциация имела статус общественной организации с коллективным и индивидуальным членством.

Ассоциация продолжила организацию Международных научно – технических конференций под председательством К.П. Селезнева. В реализации этого направления неоценимую роль сыграли компрессорные заводы, НИИ и ВУЗы г. Казани и лично А.М. Галеев, И.Г. Хисамеев, А.Г. Сафиуллин, А.А. Мифтахов, В.М. Максимов, ставшие любезными хозяевами 9^й –12^й МНТК. В новых условиях оказалось возможным организовать издание журнала «Компрессорная техника и пневматика», ставшего важным источником информации в отрасли. В 1990 – 1998 гг. вышло 23 выпуска журнала при поддержке предприятий – членов АСКОМП.

В 1998 г. после кончины К.П. Селезнева председателем Ассоциации был избран зав. кафедрой компрессорной, вакуумной и холодильной техники С.-ПбГПУ, проф. Ю.Б. Галеркин.

В ноябре. 2002 г. в соответствии с новым законом об общественных объединениях Ассоциация компрессорщиков и пневматиков была зарегистрирована в качестве независимой некоммерческой организации — добровольного объединения юридических лиц в форме ассоциации. Прежняя Ассоциация–общественное объединение формально прекратила существование в 2003 г.

Учредителями АСКОМП в 2002 г. стали ОАО «Казанькомпрессормаш», ЗАО «НИИтурбокомпрессор», СПбГТУ, ОАО «Невский завод», ОАО «Компрессор», ООО «НИИХИММАШ» (г.С.-Петербург), ОАО «ВНИИХОЛОДМАШ-ХОЛДИНГ» (г. Москва). Следует сказать, что процесс преобразования состоял из двух этапов:

- 1) Разработка новой структуры, системы управления и т.д., находящие отражение в новом Уставе.
- 2) Формальности, связанные с закрытием старой и открытием новой АСКОМП – очень объемная и трудоемкая работа, выполненная дирекцией прежней АСКОМП.

В настоящее время руководство АСКОМП, осуществляет Совет в составе 35 членов. Члены совета представляют 22 коллективных члена АСКОМП. Еще 9 членов совета включены в его состав, как видные специалисты отрасли, не являясь сотрудниками коллективных членов Ассоциации. Руководство Советом осуществляет председатель (проф. Ю.Б. Галеркин) и его заместители (проф. И.Г. Хисамеев, проф. И.Я. Сухомлинов, проф. А.А. Мифтахов). Обязанности секретаря совета исполняет директор АСКОМП ст.н.с. И.П. Суслина.

Среди коллективных членов АСКОМП 18 промышленных предприятий, 3 научно – исследовательские организации, 3 вуза. Россия представлена 18 членами, Украина - 3 членами, 2 члена представляют российские представительства компаний дальнего зарубежья.

Традиционно члены Ассоциации входили в одно из четырех региональных отделений – Московское (проф.П.И. Пластинин), Санкт-Петербургское (проф. Н.Н. Бухарин), Казанское (проф. А.А. Мифтахов), Красноярское (проф. В.А. Кулагин). Региональные отделения организуют работу в этих центрах и в прилегающих регионах. В 2003 г. по инициативе сумских компрессоростроителей создано Украинское региональное отделение (Генеральный конструктор нефтегазового оборудования ОАО «Сумское НПО им М.В. Фрунзе», к.т.н. Ю.С. Бухолдин).

Основные направления деятельности АСКОМП в настоящее время:

- 1) Текущая работа (осуществляется дирекцией, самостоятельно или в контакте с членами АСКОМП, которые в такой работе могут участвовать).
- 2) Проведение не менее двух раз в год заседаний Совета для рассматривания принципиальные вопросы текущей деятельности (ход и вопросы подготовки конференций и т.п.) и некоторые научно-технические и организационные вопросы. Например, в 2002 – 2003 г.г. рассматривались вопросы, вытекающие из подготовки к вступлению в ВТО.
- 3) Организация дискуссий по отдельным научно-техническим проблемам, представляющим интерес для широкого круга компрессорщиков. Например, в 2001 г. на базе кафедры КВХТ был проведен семинар «Методы проектирования и испытания центробежных компрессоров газовой промышленности» – при активном участии ОАО «Газпром» и компрессорных предприятий. Представленные многочисленные доклады вызвали оживленную дискуссию. По материалам семинара кафедра КВХТ (Ю.Б. Галеркин, Л.Я. Стрижак) подготовила обобщающий текст, доступный в сети Интернет.
- 4) Реорганизация журнала «Компрессорная техника и пневматика», что стало заметным событием в деятельности АСКОМП. Журнал учрежден Ассоциацией в 1991 г. и с 2001 г. по предложению московского отделения АСКОМП издается московской редакцией, как периодическое подписное издание. Ассоциация через гл. редактора Ю.Б. Галеркина и других членов редколлегии осуществляет научно-техническую политику. Хозяйственная и издательская деятельность ведется журналом как независимым юридическим лицом, под руководством зам. главного редактора Э.И. Морозовой.
- 5) Проведение Международных научно-технических конференций по компрессоростроению. Роль казанских компрессорщиков в этой работе уже была с благодарностью отмечена. Сейчас следует поблагодарить компрессорщиков – сумчан, принимающих 13-ю МНТК. Прежние МНТК проводились как очень широкие форумы, с привлечением максимально возможного количества докладов. Несмотря на более благоприятные финансовые условия в прежнее время далеко не все авторы докладов участвовали в конференциях. Это делало реальную рабочую программу неопределенной, а большое количество заявленных докладов делало невозможным своевременное (до начала конференции) издание Трудов. Оргкомитет 13-й МНТК предпринял усилия, чтобы приблизить проведение конференции к современным требованиям – четко выполняемая рабочая программа, издание Трудов до начала конференции. Оргкомитет конференции и Совет АСКОМП по окончании работы конференции рассмотрят результаты предпринятых усилий, обсудят плюсы и минусы, дадут рекомендации на будущее.
- 6) Поддержка мероприятий, проводимых ее членами. К ним относятся ежегодный Международный симпозиум «Потребители–производители компрессоров и компрессорного оборудования» кафедры КВХТ, юбилейные конференции кафедры в 2000 и в 2003 гг.

В 2002 г. по инициативе Московского регионального отделения (Э.И. Морозова, И.Я. Сухомлинов) Ассоциация выступила в качестве со - организатора Международного форума «Насосы, компрессоры, арматура» (г.Москва, Сокольники, сентябрь 2002 г.). В ноябре 2003 г. прошел второй форум, который стал ежегодным. В рамках форумов проведено 7 индивидуальных экспозиций членов АСКОМП и коллективные, совместные выставки членов Ассоциации. Совместное участие дает некоторые финансовые преимущества, в таких выставках участвовало 12 организаций. На форуме-2003 проведена научно-техническая конференция, на которой были представлены и обсуждены 8 докладов. Практика проведения форумов показала, что это интересное мероприятие, заслуживающее внимания членов АСКОМП (Третий международный форум пройдет 05 – 08 октября с.г.).

Международные связи осуществляются как путем контактов между членами АСКОМП из разных государств, так и в рамках конференций, симпозиумов, форумов.

Сейчас силами дирекции (ст.н.с. И.П. Суслина) начата работа по составлению базы данных продукции и потенциала членов Ассоциации.

Выражая уверенность в успешном проведении 13-й Международной научно-технической конференции, от имени Организационного комитета сердечно благодарю любезных хозяев конференции – сумских компрессорщиков. Надеюсь, что представленная информация о работе Ассоциации компрессорщиков и пневматиков вызовет интерес и приведет к привлечению в нее новых предприятий, организаций и ВУЗов.



Рисунок 13 - Заседание Совета АСКОМП в историческом Зале заседаний Совета СПбГПУ, май 2002 г.



Рисунок 14 - Зам. Министра промышленности, науки и технологий С.Г. Митин открывает 2-й Международный форум «Насосы. Компрессоры. Арматура - 2003», организатором которого является АСКОМП

СОСТОЯНИЕ И ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ КОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В ОАО "СУМСКОЕ НПО ИМ.М.В.ФРУНЗЕ"

Лукьяненко В.М., д-р техн.наук; Бухолдин Ю.С., канд. техн.наук;

Парафейник В.П., канд. техн.наук; Королев В.С.

ОАО "Сумское НПО им. М.В. Фрунзе", г. Сумы, Украина

ВВЕДЕНИЕ

Основными направлениями специализации ОАО "Сумское НПО им. М.В.Фрунзе" (далее ОАО) в области компрессоростроения являются [1]: центробежные и поршневые компрессоры (ПК), водокольцевые компрессоры и вакуум-насосы, роторные (типа Рутс) и ротационные компрессоры, вакуум-насосы. В последние годы ведутся работы по освоению производства вихревых и винтовых компрессоров.

Диапазон параметров, на которые производятся компрессоры в ОАО, весьма широк: самая малая машина (вихревой компрессор РХ2-5/1,02 для продувки электромагнитных подшипников бесшумных компрессоров) имеет мощность 0,75 кВт, а мощность самого крупного центробежного компрессора (ЦК) для газоперекачивающего агрегата составляет 25000 кВт.

К числу уникальных изделий сумского компрессоростроения относятся: первый отечественный оппозитный компрессор 50Т-130/200 собственной разработки для Руставского химкомбината; поршневые компрессоры на унифицированных оппозитных базах М16, М25, М40 конструкции ЛенНИИхиммаша и ОАО для химии, нефтехимии, газоперерабатывающей и других отраслей промышленности; поршневые компрессоры сверхвысокого давления (250 МПа) для полиэтиленовых производств; блочно-комплектные газоперекачивающие агрегаты (ГПА) на базе ЦК, в том числе в коррозионно-стойком исполнении, с электрическим и газотурбинным приводом мощностью 6,3; 10 (12,5); 16; 25 МВт (рис.1, 2); блочно-комплектные компрессорные установки (КУ) и компрессорные станции (КС) на основе турбокомпрессорных агрегатов (ТКА) с газотурбинным приводом мощностью 6,3 и 16 МВт на давления 5,45-12,0 МПа для газовой и нефтяной промышленности (рис. 3 и 4); установки "сайклинг"-процесса УКСП-16/500 на давление 50 МПа мощностью 16 МВт, которые создавались при участии ВНИИкомпрессормаш (г. Сумы), НИИтурбокомпрессор (г. Казань), ВНИИнефтемаш (г. Москва), ИркутскНИИхиммаш (г. Иркутск).

На основе компрессорного оборудования, изготовленного в ОАО, созданы крупнейшие производства газовой, нефтяной, химической и нефтехимической отраслей:

- магистральные газопроводы Уренгой-Ужгород; Нижняя Тура-Центр; Оренбург-Самара и другие, укомплектованные агрегатами типа ГПА-Ц-6,3 и ГПА-Ц-16;
- комплекс дожимных компрессорных станций Ямбургского газового месторождения на основе агрегатов типа ГПА-Ц-16С;
- крупнейшее в Европе Бильче-Волицкое подземное хранилище природного газа, оснащенное агрегатами типа ГПА-Ц-6,3 и ГПА-Ц-16;
- блочно-комплектные КС в республике Туркмения на основе агрегатов различных типов (КС "Сердар", "Готур-Депе", "Йыланлы" и другие);
- гелиевое производство Оренбургского газоперерабатывающего завода, укомплектованное поршневыми компрессорами базы М25;

- компрессорные станции газлифта нефти, а также сбора и транспорта нефтяного газа в составе нефтедобывающих предприятий Украины, России и Туркмении;
- более 120 блочно-комплектных автомобильных газонаполнительных КС для заправки автомобилей природным газом;



Рисунок 1 - Газоперекачивающий агрегат нового поколения с авиаприводом типа ГПА-Ц-6,3 МВт

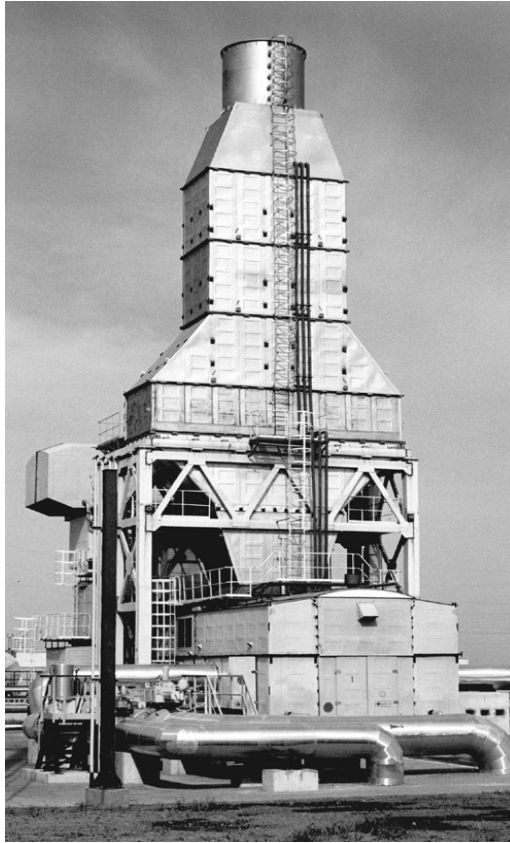


Рисунок 2 - Газоперекачивающий агрегат с судовым приводом типа ГПА-Ц-16С мощностью 16 МВт



Рисунок 3 - Компрессорная станция природного газа на основе агрегатов типа ГПА-Ц-16С (газопровод Ямал-Европа, ОАО "Белтрансгаз", КС "Несвиж")



Рисунок 4 - Блочно-комплексная компрессорная станция газлифта нефти на основе агрегатов типа ТКА-Ц-6,3А

- компрессорные установки с поршневыми компрессорами для нефте-перерабатывающих заводов стран СНГ;
- производства полиэтилена высокого давления в странах СНГ и Германии;
- установки по сбору и транспорту шахтного метана на основе водокольцевых компрессоров;
- КС для эксплуатации газоконденсатных месторождений с использованием ЦК высокого давления на основе установок

"сайклинг"-процесса УКСП-16/500 (КС "Тимофеевка", Полтавская обл., Украина) и многие другие производства.

Народнохозяйственное значение указанных производств огромно, а суммарная экономическая эффективность от применения компрессорного оборудования, произведенного в ОАО, оценивается астрономическими цифрами в любом исчислении. Например, экономический эффект от внедрения агрегатов типа ГПА-Ц-6,3 только за первые годы их эксплуатации (1975÷1980гг) составлял по данным планирующих органов свыше 1,5 млрд. рублей [2], а объем газа, перекачиваемого по магистральным газопроводам с использованием оборудования ОАО, составляет в настоящее время около 40% от всего природного газа, добываемого ОАО "Газпром".

ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ И НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ПОТЕНЦИАЛ ОБЪЕДИНЕНИЯ ПО СОЗДАНИЮ ОБОРУДОВАНИЯ

ОАО "Сумское НПО им. М.В. Фрунзе" на сегодняшний день является одним из крупнейших в бывшем СССР изготовителем оборудования для газовой, нефтяной и химической промышленности.

В состав ОАО входит семь крупных производств: химического оборудования; компрессоров; насосов; утяжеленных буровых труб (УБТ); заготовительное; производство "Машиностроитель"; ремонтно-строительное. Последнее имеет непосредственное отношение к производственному циклу ОАО, так как осуществляет сооружение "под ключ" производственных объектов газовой и нефтяной промышленности на основе оборудования производства ОАО.

В ОАО реализуется полный цикл изготовления продукции, начиная от получения углеродистых и легированных сталей различных марок (силами собственного металлургического производства) до проведения испытаний компрессоров в условиях максимально приближенных к эксплуатационным с использованием стендов замкнутого контура.

Система менеджмента качества в ОАО сертифицирована по международному стандарту ISO 9001:2000.

В объединении в настоящее время работает 21 тыс. работников, в том числе 700 руководителей и 2600 специалистов. Из них 1700 инженеров-конструкторов, исследователей, технологов. Годовой объем производства оборудования в ОАО за 2003 г. составил около 190 млн. долларов США, а объем производства за первое полугодие 2004 г. составил 117,5% по сравнению с первым полугодием 2003 г.

Проектирование компрессорного оборудования в ОАО осуществляется силами двух специальных конструкторских бюро: турбокомпрессорных машин, к специализации которого относятся центробежные, вихревые и поршневые компрессоры, а также бюро химического оборудования, к специализации которого относятся роторные компрессоры (жидкостнокольцевые, ротационные, типа Рутс и винтовые).

Научно-технический потенциал конструкторско-технологических подразделений составляют:

- квалифицированные инженерные и научные кадры;
- научно-информационная база;
- развитая структура средств автоматизации расчетно-исследовательских и проектно-конструкторских работ на основе современных ПЭВМ;
- экспериментально-производственная и стендовая база для изготовления экспериментальных и опытных узлов, а также испытания и доводки опытных образцов компрессоров.

Особенностью деятельности СКБ в ОАО на сегодняшний день является то, что конструкторско-технологические разработки осуществляются, преимущественно, на основе собственного научно-технического задела. В тоже время для решения перспективных и сложных научно-технических проблем привлекаются

академические институты и кафедры ведущих ВУЗов: ИЭС им. Е.О. Патона, Институт проблем машиностроения, Институт технической теплофизики НАНУ, кафедры компрессорной вакуумной и холодильной техники, а также турбодвигательных установок С.-Пб ГПУ (г. С.-Петербург); кафедры теории авиационных двигателей и аэрокосмической теплотехники Национального аэрокосмического университета ("ХАИ", г. Харьков) и другие.

Создание новой компрессорной техники для газовой и нефтяной промышленности, телознергетики осуществляется в тесном контакте с рядом конструкторских и проектных организаций авиационного и судового машиностроения, обеспечивающих создание газотурбинного привода ЦК на основе конвертированных газотурбинных двигателей, а также специализирующихся в области создания паросилового оборудования. К ним относятся :

- государственное предприятие Научно-производственный комплекс газотурбостроения "Зоря" – Машпроект (г. Николаев);
- государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское бюро "Прогресс" и акционерное общество "Мотор Сич" (г. Запорожье);
- акционерное общество "Самарский научно-технический комплекс им. Н.Д. Кузнецова" и АО "Моторостроитель" (г. Самара);
- акционерное общество "Самарское конструкторское бюро машиностроения";
- акционерное общество "Авиадвигатель" (г. Пермь);
- научно-производственное объединение "Искра" (г. Пермь);
- научно-производственное объединение "Сатурн" (г. Рыбинск);
- акционерное общество "Укрэнергочермет" (г. Харьков).

Одной из важнейших составляющих научно-технического потенциала конструкторских и расчетно-исследовательских подразделений в настоящее время является уровень оснащенности специалистов вычислительной техникой и современными программно-вычислительными комплексами.

С целью повышения уровня автоматизации расчетно-конструкторских работ, создания информационно-измерительных систем в составе экспериментально - исследовательских стендов, а также установок для моделирования режимов работы технологических схем блочно-комплектного оборудования и отработки алгоритмов работы систем автоматизированного управления (САУ) объединением только в 2004 году закуплено для конструкторов 127 шт. ПЭВМ с соответствующей периферией .

Для обеспечения расчетно-исследовательских и проектно –конструкторских работ объединением приобретены:

- 1) Лицензионные программные комплексы Pro/Engineer и ANSYS. Комплекс Pro/Engineer используется для трехмерного моделирования основных деталей и узлов ЦК и ПК, а комплекс ANSYS предназначен для исследования прочностных характеристик корпусных деталей и динамических характеристик роторов турбомашин.
- 2) Программный комплекс Flower для расчета трехмерных течений в много ступенчатых ЦК (разработчик ИПМаш НАНУ, г. Харьков).
- 3) Комплекс программных средств Nysys фирмы Huprotech (Канада) для проведения расчетов стационарных режимов технологических схем газопереработки , нефтепереработки, нефтехимии. На основе этого комплекса созданы рабочие места инженеров - проектировщиков технологических схем оборудования с применением компрессоров различного типа.

4) Современные лицензионные пакеты программного обеспечения Трейс Моуд, Лоджик-Мастер, ПЛ7 ПРО, Монитор ПРО для разработки прикладного программного обеспечения САУ.

5) Программные средства для компьютерной разработки конструкторской документации САУ и Р.

Современные компрессоры являются сложным наукоемким оборудованием, требующим экспериментальной отработки опытных узлов с использованием разнообразных испытательных стендов.

В связи с этим в составе компрессорного производства создан блок испытательных стендов, располагающий следующим испытательным оборудованием:

1) Для воздушных испытаний опытных и серийных ЦК мощностью 4-25 МВт.

2) Натурных испытаний ЦК и ГПА с газотурбинным приводом мощностью 6,3-16 МВт, а также электроприводных ЦК мощностью до 6,3 МВт.

3) Натурных испытаний ПК и установок с электрическим и дизельным приводом.

4) Натурных испытаний автомобильных газонаполнительных КС на базе оппозитных компрессоров базы М2.5.

5) Балансировки роторов ЦК с вакуумной камерой фирмы "Шенк" (Германия).

6) Натурный стенд реконденсации паров метана при перевозке сжиженного газа на судах-танкерах, созданный на базе радиальных турбомашин. Стенд изготовлен по заказу норвежской фирмы "Moss Maritime".

7) Натурные стенды для испытания крыльчаток вентиляторов АВО диаметром 2800 и 4500 мм.

Наличие такой стендовой базы позволяет осуществлять доводку новых узлов и систем, обеспечивает проведение заводских испытаний серийных компрессоров и межведомственных испытаний опытных образцов.

СОСТОЯНИЕ И ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ КОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.

Основные тенденции развития компрессоростроения, как и энергетического машиностроения в целом, заключаются в следующем:

- повышение экономичности и надежности оборудования;
- обеспечение высокого уровня автоматизации;
- блочно-комплектная поставка, обеспечивающая сооружение и сдачу производственных объектов под ключ;
- сокращение цикла создания и поставки новых образцов;
- создание оборудования на основе унифицированных модулей, что обеспечивает повышение серийности отдельных узлов и систем и, соответственно, снижение трудоемкости производства и потребности в запасных частях в процессе эксплуатации, а также повышение уровня ремонтопригодности.

Организация процесса проектирования, изготовления, испытания и доводки компрессорного оборудования в ОАО строится, исходя из указанных тенденций развития компрессорной техники. Следует отметить, что большинство ЦК и ПК, и прежде всего крупных машин, создается в ОАО для блочно-комплектных агрегатов, установок или КС газовой и нефтяной промышленности. В связи с этим выбор и обоснования характеристик компрессоров с учетом требований заказчика осуществляется на этапе технологического проектирования оборудования [3].

Технологическое проектирование – принципиально новый этап в практике работы конструкторской организации машиностроительного профиля. Важнейшим моментом процесса технологического проектирования является разработка и оптимизация технологической схемы энерготехнологической установки, создаваемой на основе компрессора того или иного типа, подбор серийного компрессора или разработка технических требований на новый образец ЦК или ПК.

Для реализации такого подхода в составе СКБ турбокомпрессорных машин ОАО имеется проектно-технологический и другие специализированные отделы, специалистами которых созданы или освоены комплексы программно-вычислительных средств и математических моделей различного назначения, проведены исследования, обеспечивающие осуществление всего цикла проектных и конструкторских работ по созданию компрессоров различного типа с газотурбинным, электрическим и дизельным приводом [4-6].

Продукция, выпускаемая по документации конструкторских подразделений ОАО, сертифицирована на соответствие международным стандартам API 613, API 614, API 617, API 682 и др.

Наличие в ОАО мощного заготовительного производства и развитая структура металлообрабатывающих цехов, возможность осуществления модельных и натурных испытаний компрессоров на природном газе при параметрах максимально приближенных к эксплуатационным способствуют сокращению цикла изготовления нового оборудования до 6 месяцев и менее. Длительность цикла создания новых ЦК мощностью 6,3÷16 МВт для нефтяного газа увеличивается в связи с тем, что натурные испытания и доводку блочно-комплектного оборудования для нефтяной промышленности необходимо осуществлять на объектах заказчика.

Традиционным и старейшим направлением в области компрессоростроения в ОАО является производство ПК, которое осуществляется уже более 70 лет. При этом ПК производства ОАО обеспечивают реализацию следующих технологических процессов:

- получение полиэтилена методом высокого давления;
- гидрокрекинг в производстве высокооктановых бензинов и каталитический риформинг нефти на нефтеперерабатывающих заводах;
- сбор и транспорт природного и нефтяного газа при разработке истощающихся месторождений;
- газлифтная добыча нефти;
- добыча газового конденсата методом «сайклинг»-процесса;
- получение биогаза с использованием метанового органического брожения;
- производство минеральных удобрений;
- разделение воздуха в кислородных производствах;
- закачку природного газа в баллоны высокого давления на автомобильных газонаполнительных КС;
- подачу топливного газа в камеры сгорания газотурбинных двигателей энергогенераторов и компрессоров.

ПК проектируются на унифицированных оппозитных (поршневым усилием от 2,5 до 40 т), V и W – образных базах с поршневым усилием 1,6 т; со смазкой и без смазки поршневых и штоковых уплотнений; с воздушным и водяным охлаждением. В качестве привода применяются электродвигатели или двигатели внутреннего сгорания (в. т. ч. газовые дизели). На основе ПК выпускаются КУ в стационарном или передвижном исполнении.

За период 1998÷2003 г.г. в ОАО освоено более 50 типов ПК производительностью от 50 $\text{м}^3/\text{час}$ до 100 тыс. $\text{м}^3/\text{час}$ конечным давлением 250 МПа. Основные характеристики некоторых модификаций ПК представлены в таблице 1, а общие виды компрессоров на рис. 5÷8. Одной из крупных работ, выполненных в последнее время, является создание совместно с ОАО "Первомайскдизельмаш" поршневого

блочно-комплектного агрегата ГПА–П-0,5/4-46С (табл.1) с приводом от газового двигателя мощностью 500кВт. Агрегат изготовлен для КС "Летня" (АО "Львовгаздобыча") и обеспечивает эксплуатацию малодебитных скважин. Агрегат ГПА-П-0,5/4-46С позволяет эксплуатировать скважины при падении давления в них до 0,3МПа и при этом подавать газ в магистральный газопровод с $P_k=5,0$ МПа. Анализ данных в табл.1 позволяет отметить следующие особенности производства ПК на современном этапе:

- повышение спроса на компрессоры, создаваемые на малых и средних базах, с малой производительностью и на высокие конечные давления;
- увеличение объема работ по реконструкции ранее поставленных компрессоров в связи с изменением технологии производств (необходимость повышения производительности компрессора и конечного давления, смена состава сжимаемого газа и т.д.);

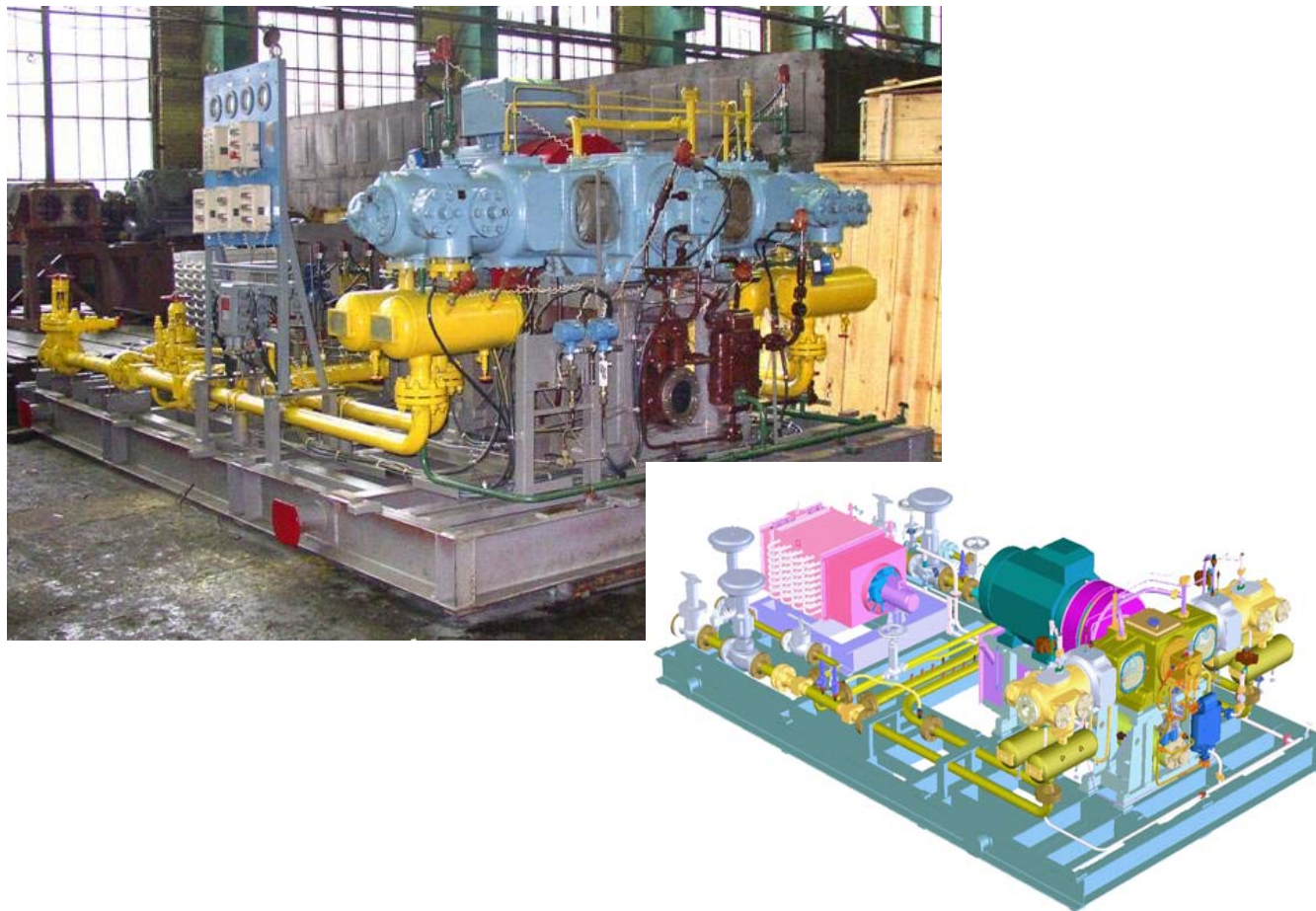


Рисунок 5 - Оппозитный компрессор 2ГМ2,5 –1/25-38,5С для водородосодержащего газа

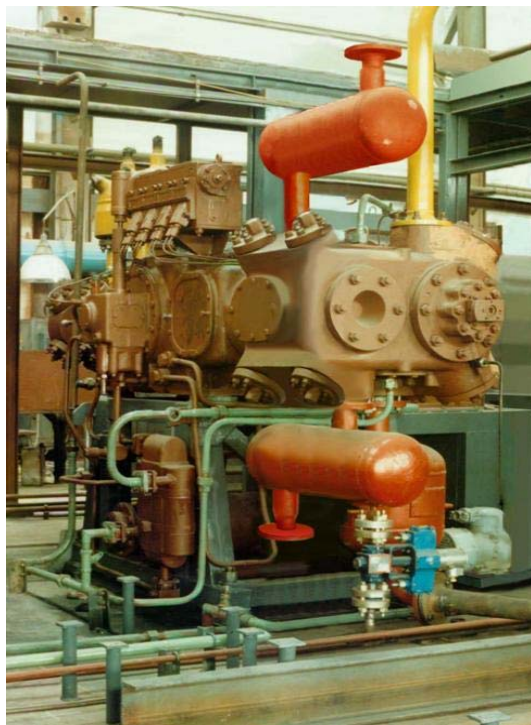


Рисунок 6 - Компрессор природного газа
4ГМ2.5У-3,7/2,8-250 для АГНКС



Рисунок 7 - Один из первых образцов поршневых компрессоров на базе М4
(2ГМ4-10,6/15-24С) без смазки цилиндров и штоковых уплотнений

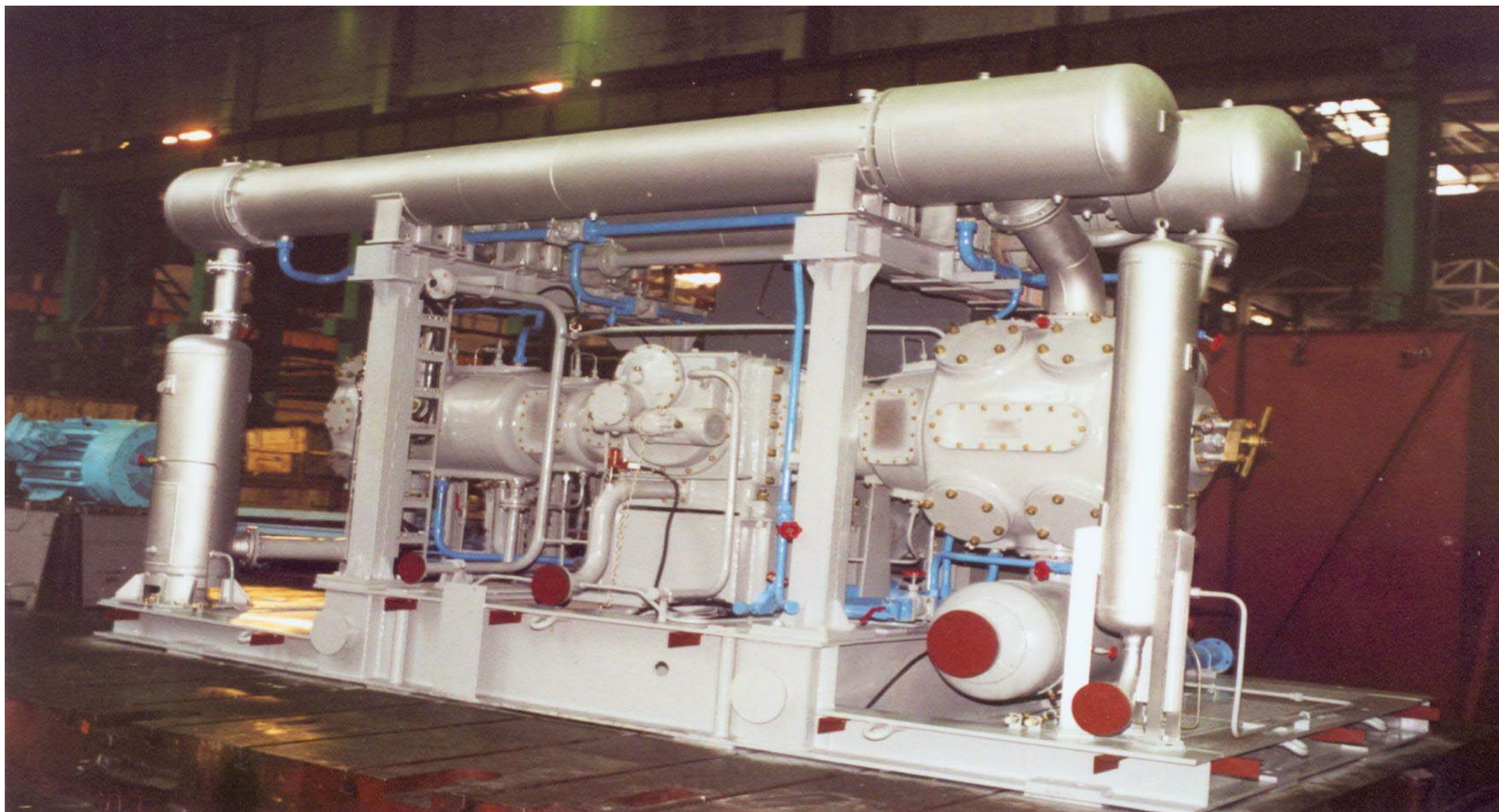


Рисунок 8 - Компрессор 2 ГМ10-25/1,05-70 для установки получения биогаза (заказчик Чикагский технологический университет, США)

Таблица 1 - Поршневые компрессоры и установки, разработанные в период 1998–2004гг.

Марка компрессора	Перекачиваемый газ	Производительность, м ³ /мин усл. всасыв.	Давление, МПа всасывания (нагнетания)	Мощность привода, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	Габариты, мм			Масса, кг	Примечание
						длина	ширина	высота		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
передвижные на базе М1,6										
4ГШ1,6-0,08/50-251	Природный	0,08	4,91 (24,53)	30	1000	20/5	1700	11720	1880	АГНКС
6ГШ1,6-1,3/3,5-251		1,3	0,34 (24,53)	45	1000	1130	1380	1050	1836	
6ГШ1,6-4,5/1,3-6		4,5	0,13 (0,59)	37	1000	3085	1421	1350	2200	Украина, г.Винница, 2003г., дожимной для ГД.
6ВШ1,6-5/9	Воздух	5	0,1 (0,88)	37	1500	4580	1960	2200	3375	УКС
6ВШ1,6-2,3/400		2,3	0,1 (39,24)	75	1500	946	1160	984	622	УКС с дизельным ДВС
модульные блочно–комплектного типа на базе М2,5										
2ГМ2,5-2/25-38,5С	Водородо-содержащий	2,0	2,45 (3,78)	55	750	5000	3100	1825	8200	Украина, ОАО «ЛУКОЙЛ–Одесский НПЗ», 2004г.
2ГМ2,5-6,2/38-46С		6,2	3,73 (4,51)	110	880	5000	3000	2000	8500	Россия , ОАО «Ачинский НПЗ», 2004г.
2ГМ2,5-2200/20-55С	Природный	2200 (н.у.)	1,96 (5,40)	55	750	4300	2600	1750	6700	Болгария, открытая добыча газа

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
4ГМ2,5-2200/9-32С		2000 (н.у.)	0,88 (3,14)	75	750	6300	3000	2250	9900	
4ГМ2,5-1/25-250	Природ- ный	1,0	2,45 (24,53)	110	750	8000	3000	2500	12000	ДК «Укргаздобыча» на стадии освоения
4ГМ2,5-2/25-120		2,0	2,45 (11,77)	110	750	8000	3000	2500	11000	
4ГМ2,5У-1,1/16-251	Природ- ный	1,1	1,57 (24,53)	115	1000	6300	2550	2200	8370	АГНКС
4ГМ2,5У-3,7/2,8-250		3,7	0,27 (24,53)	115	1000	6300	2550	2200	8370	
4ГМ2,5У-1,3/11-250		16,7	1,08 (24,53)	132	1000	6300	2550	2200	8370	
4ГМ2,5У-1/13-251		1,0	1,28 (24,53)	132	750	6300	2550	2200	8370	
4ГМ2,5У-2/3-250		2,0	0,29 (24,53)	132	750	6300	2550	2200	8370	
4ГМ2,5-2,3/9-33С	Природ- ный	2,3	0,88 (3,24)	132	750	6300	2550	2200	8370	Азербайджан, Баку, 2002г., дожимной топливного газа,
4ВМ2,5-18/9	Воздух	18	0,1(0,78)	146	750	6300	2550	2200	8370	
модульные блочно-комплектного типа на базе М4										
2ГМ4-10,6/15-24С	Водородо- содержа- щий	10,6	1,47 (2,35)	145	750	1970	3750	2060	6900	Россия, ОАО «Роснефть- Пурнефтегаз», 2000г.
2ГМ4-19/1,5-13	Природ- ный	19	0,15 (1,28)	200	750	1970	3750	2060	6900	Украина, г. Запорожье, 2002г., дожимной для ГТ

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2BM4-10/201	Воздух	10	0,1 (19,72)	165/75	750/375	2100	3750	2100	7200	Россия, г. Лисичанск, 2001г. Туркмения, г. Небитдаг, 2004г.
модульные на базе M10										
2ГМ10-25/1,05-70	Биогаз	25	0,1 (6,87)	330	500	3040	5600	3100	23300	США, Чикагский технологический университет, 2002
2ГМ10-4/40-120С	Природ- ный	4	3,92 (11,77)	400	500	3040	5600	3000	19100	Туркмения, г.Небитдаг, Годур-Депе, 2000г.
ГПА-П-0,5/4-46С		0,5	0,39 (4,51)	500	600	8500	4935	3250	35000	Украина, ДК «Львовгазободыча» , Летняя, 2003г., с приводом от газового ДВС.
4ГМ10-40/3-22С		40	0,29 (2,16)	625	500	9000	8200	3700	31500	Украина, г.Саки, 2002г., дожимной для ГТ
4BM10-55/71	Воздух	55	0,1(6,97)	610	500	9000	8200	3700	31500	5 установок разделения воздуха
стационарные на базе M16										
2ГМ16-31/24-36С	Водородо- содержащий	664	2,35 (3,53)	800	375	2654	1083	1600	18000	Россия , Сургутский НПЗ, 1999г.
2ГМ16-24/40-60M1		728	3,92 (5,89)	1000	375	2754	9440	1600	17000	Россия, Саратовский НПЗ, 1999г.
2ГМ16-19/14-56С		333	1,37 (5,49)	800	375	5320	9200	4050	27000	Россия , ОАО ПО «Нафтан», 2004г.

- обеспечение полной заводской готовности за счет блочно-модульного исполнения компрессоров, в том числе создаваемых на тяжелых базах.

Организация производства ЦК в объединении была обусловлена прежде всего развитием топливно-энергетических отраслей и, в частности, газовой и нефтяной промышленности.

Транспорт природного газа на основе применения трубопроводов диаметром 700÷1420мм потребовал освоения производства ЦК на давление 7,45МПа и выше. С учетом этого в 70^х – 80^х г.г. прошлого столетия в ОАО было создано одно из крупнейших в странах СНГ производство ЦК мощностью 6,3÷25МВт на конечные давления 1,2÷50,0МПа [7].

Следует отметить, что низконапорные ЦК (воздуходувки) на Сумском машиностроительном заводе им. М.В. Фрунзе выпускались еще в 30е г.г. прошлого века. Серийное производство ЦК типа НЦ-6,3 мощностью 6,3МВт, давлением 5,49МПа для газовой промышленности по документации СКБ-К (г. Казань) было освоено Сумским заводом тяжелого компрессоростроения (вошедшим впоследствии в состав ОАО) в первой половине 70х г.г. прошлого века. Опыт, накопленный процессе производства и внедрения ЦК этого типа, позволил создать большое количество конструкций многоступенчатых компрессоров различного назначения на основе унифицированных корпусов с горизонтальным и вертикальным разъемом (типа «баррель») мощностью 6,3МВт÷25МВт (рис.5). Всего за 30- летний период производства ЦК в ОАО создано около 125 типов ЦК для природного и нефтяного газа.

Развитие производства ЦК в настоящее время определяется следующими тенденциями в развитии основных отраслей потребителей и, соответственно, газотранспортного оборудования:

1) Падение пластового давления на месторождениях, обеспечивающих основные объемы добычи. Это требует создания многоступенчатых ЦК для дожимных КС с отношением давлений до 3,0 и выше в одном корпусе. В тоже время задачи реконструкции линейных КС требуют создания новых ЦК или сменных проточных частей (СПЧ) с $P_k=1,25÷1,35$.

2) Большой объем реконструируемых агрегатов, укомплектованных ЦК мощностью 10; 16; 25 МВт, имеющих различную компоновку (в капитальных и индивидуальных зданиях, блочно-контейнерного типа). В связи с этим необходимо решать задачи создания высокоэффективных СПЧ, работающих в старых корпусах ЦК, а также модульного исполнения оборудования вспомогательных систем, обеспечивающих надежную работу компрессоров и новых приводов.

3) Необходимость снижения эксплуатационных затрат за счет дальнейшего повышения КПД ЦК, имеющих пологую газодинамическую характеристику; внедрения торцевых малорасходных, масляных и газодинамических уплотнений; оснащения компрессоров системами вибро- и параметрической диагностики.

4) Освоение производства ЦК, имеющих новые конструктивные схемы, что обеспечивает реализацию более гибких технологических схем и оптимизацию параметров отдельных ступеней сжатия. В частности, насущной задачей является освоение производства компрессоров мощностью 6,3÷10 МВт с параллельно-последовательной схемой работы ступеней сжатия, а также освоение ЦК мощностью 4,0÷6,3 МВт с многовальновой (многокорпусной) компоновкой отдельных ступеней (секций) сжатия.

5) Создание ЦК мощностью 2,5÷6,3МВт для экологически чистых ГПА на основе высокооборотных бесшмазочных электродвигателей с регулируемой частотой вращения.

6) Унификация строительных решений в процессе сооружения КС, оснащаемых агрегатами с идентичными параметрами и выпускаемых различными заводами-изготовителями. В частности, это решение ОАО «Газпром» потребовало унификации

решений по конструкции патрубков ЦК мощностью 16 МВт, используемых в ГПА производства ОАО и НПО «Искра». За счет унификации конструкции фундаментов решение позволяет маневрировать наличным количеством ГПА в процессе строительства КС. За последние годы на основе унифицированных корпусов с горизонтальным и вертикальным разъемом в ОАО создано несколько десятков оригинальных конструкций ЦК мощностью 4,0÷16 МВт с КПД 0,78...0,86 (таблица 2).

Преимущественные распространения получили ЦК с газотурбинным приводом авиационного и судового типа: Д-336-2/1 мощностью 6,3 МВт; АИ-336-2-8 мощностью 8 МВт (ЗМКБ «Прогресс», ОАО «Мотор-Сич», г. Запорожье, Украина); ДГ90Л2, ДГ90Л21 и ДГ90Л3 мощностью 16 МВт (конструкция и производство ГП НПКГ «Зоря-Машпроект», г. Николаев, Украина), а также НК-14СТ-10 мощностью 10 МВт (АО «СКБМ», АО «Моторостроитель», г. Самара, Россия) и АЛ-31СТ мощностью 16 МВт (АО «НТЦ им. А.М. Люблина», г. Москва; ОАО «УМПО», г. Уфа; Россия).

Производство ЦК в ОАО осуществляется в соответствии с вышеуказанными основными тенденциями.

Анализ конструктивных особенностей ЦК, представленных в таблице 2, а также на рис 9, позволяет отметить следующее:

1) В последние годы создаются ЦК мощностью 6,3 МВт и 8,0 МВт преимущественно с $\pi_k=1,7\div3,38$ для дожимных КС; мощностью 10 МВт для линейных КС с $\pi_k=1,35\div1,44$, а также мощностью 16 МВт с $\pi_k=1,25\div3,0$ для газовой промышленности. Для КС нефтяной промышленности создаются модификации с $\pi_k=3,55\div4,9$ мощностью 6,3 и 16 МВт

Новыми ЦК оснащаются агрегаты, предназначенные для линейных и дожимных КС, а также подземных хранилищ газа. Освоено также производство значительного количества модификаций СПЧ, предназначенных для комплектации реконструируемых ГПА в связи с изменением режимов работы газовых и нефтяных месторождений или изменением режимов работы газопроводов.

2) Компрессоры создаются на основе унифицированных корпусов с горизонтальным (4 типоразмера) и вертикальным разъемами (18 типоразмеров с вертикальными разъемом; имеются проекты ЦК на базе 12-ти типоразмеров корпусов). Применяются корпуса с различным диаметром расточки и различными диаметрами рабочих колес (таблица 3)

Таблица 3 - Основные геометрические размеры ЦК, применяемых в ГПА мощностью 6,3÷16 МВт.

Основные размеры, м	Модификации компрессоров		
	мощность 6,3 МВт	мощность 10 МВт	мощность 16 МВт
Длина корпуса	2140/2650	2140	2640
Наружный диаметр	118/1280	1180	1660
Внутренний диаметр	1000/1100	1000	1450
Наружный диаметр рабочих колес	510...630	560	810...900

При этом в корпусах с горизонтальным разъемом используется, как правило, стальное литье, а корпуса с вертикальным разъемом изготавливаются из кованных или штампованных заготовок. В целом конструкции ЦК отличаются высоким уровнем поузловой и подетальной, что соблюдается в конструкции корпусов и рабочих колес; унификация элементов конструкции роторов, подшипников и уплотнений, в конструкции узлов маслосистем.

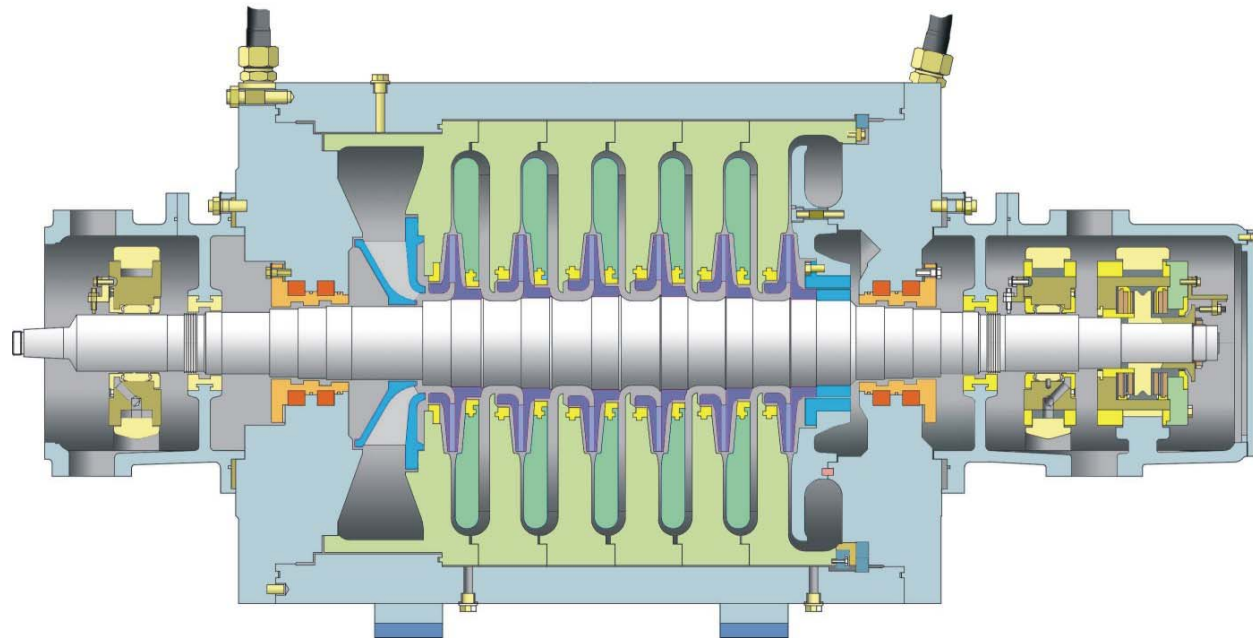


Рисунок 9 - Типичная конструкция многоступенчатого компрессора типа "баррель" конструкции ОАО для дожимных ГПА

Таблица 2 - Центробежные компрессоры для турбокомпрессорных агрегатов газовой и нефтяной промышленности выпуска 2000 г. – I полугодия 2004 г.

Марка компрессора	Перекачиваемый газ	Производительность, (усл. всас.) м ³ /мин.	Отношение давлений	Давление нагнет. , МПа	Мощность привода, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	Габаритные размеры, LxВxН , м	Агрегат	Масса, т
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ГЦ2-87/44,5-76	природн. газ	66,7	1,71	7,45	6300	8036	2,905x1,730x1,740	ГПА-Ц40А/76-1,7	16,4
63ГЦ2-160/33-56	-//-	159,1	1,70	5,49	6300	8200	2,395x1,688x1,540	ГПА-Ц63В/56-1,7	10,7
63ГЦ2-170/194М	-//-	169,7	2,20	4,02	6300	8200	3,040x1,440x1,740	ГПА-Ц63В/41-22	16,5
ГЦ2-190/135-30А	-//-	191,3	2,20	3,00	6300	8200	2,905x1,730x1,740	ГПА-Ц63А/30-22	16,7
ГЦ2-150/8,3-28,2	-//-	151,2	3,38	2,77	6300	8000	3,085x1,870x1,740	ГПА-Ц63В/282-34	17,4
ГЦ2-375/6-14А	-//-	375,6	2,30	1,40	6300	8200	2,905x1,730x1,740	ГПА-Ц63А/14-23	16,2
8ГЦ2-77/48-82	-//-	76,9	1,71	8,04	8000	8036	2,578x1,810x1,540	ГПА-Ц8А/82-1,71	13,4
8ГЦ2-80/46-82	-//-	79,3	1,78	8,04	8000	8036	2,380x1,810x1,540	ГПА-Ц8А/82-1,78	11,3
8ГЦ2-82/44,5-82	-//-	81,8	1,84	8,04	8000	8036	2,579x1,810x1,540	ГПА-Ц8А/82-1,84	13,3
ГЦ2-6,7/76	-//-	139,0	1,49	7,60	8000	7700	2,395x1,688x1,540	ГПА-Ц-6,7А/76	10,8
8ГЦ2-190/53-76	-//-	192,6	1,44	7,46	8000	8200	2,395x1,688x1,540	ГПА-Ц-8Б/76-1,44	10,5
8ГЦ2-108/33-56	-//-	107,7	1,70	5,50	8000	8036	3,105x1,730x1,740	ГПА-Ц8А/55-1,7	16,9
225ГЦ2-200/1941	-//-	199,0	2,20	4,53	8000	8036	3,200x1,730x1,730	ГПА-Ц8Б/41-22	18,0
10ГЦ2-247/56-76	-//-	247,0 216,2	1,35 1,44	7,46	10000	8050 8600	2,395x1,688x1,540	ГПА-Ц-10Б/76-1,35	10,7
10ГЦ2-250/39-56	-//-	291,2	1,44	5,49	10000	8036	2,395x1,688x1,540	ГПА-Ц-10Б/56-1,44	11,0
16ГЦ2-425/1941М5	-//-	425,0	2,20	4,00	16000	5200	4,753x1,780x1,840	ГПА-Ц5-16С/41-22	39,0
16ГЦ2-425/18,741СМ1	-//-	425,0	2,20	4,00	16000	5200	4,753x1,780x1,840	ГПА-Ц5-16С/41-22	39,0
16ГЦ2-450/265-45М5	-//-	450,0	1,70	7,41	16000	5200	4,753x1,780x1,840	ГПА-Ц5-16С/45-1,7М5	36,0
16ГЦ2-519/39-56С	-//-	519,0	1,44	5,49	16000	5200	4,403x1,780x1,840	ГПА-Ц5-16С/56-1,44	33,0

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
16ПД-264/20-60М5	-//-	264,0	3,00	5,90	16000	5200	4,753x1,780x1,840	ГПА-Ц5-16С/60-3	42,0
16ПД-535/61-76С	-//-	535,0	1,25	7,45	16000	5200	4,753x1,780x1,840	ГПА-Ц5-16С/Д/76-1,25	30,0
16ПД-415/56-76М	-//-	415,0	1,35	7,45	16000	5200	2,903x1,780x1,864	ГПА-ЦД-16С/76-1,35М	29,0
16ПД-395/53-76М1	-//-	395,0	1,44	7,45	16000	5200	3,650x1,780x1,840	ГПА-ЦД-16С/76-1,44М1	27,0
16ПД-395/53-76С	-//-	395,0	1,44	7,45	16000	5200	4,753x1,780x1,840	ГПА-Ц5-16С/Д/76-1,44	33,5
16ПД-323/53-76С	-//-	323,0	1,44	7,45	16000	5200	3,650x1,780x1,840	ГПА-ЦД-16С/76-1,44М2	27,0
16ПД-360/50,5-76С	-//-	360,0	1,50	7,45	16000	5200	3,650x1,780x1,840	ГПА-ЦД-16С/76-1,5	27,0
16ПД-256/44-76	-//-	256,0	1,70	7,45	16000	5200	3,650x1,780x1,840	ГПА-16 *	27,0
295ПД-238/47-80М1	-//-	238,0	1,70	7,84	16000	5200	4,334x1,720x1,840	ГКА-16 *	35,0
16ПД-385/63-85С	-//-	385,0	1,35	8,33	16000	5200	3,650x1,780x1,840	ГПА-ЦД-16С/85-1,35	27,0
16ПД-385/63-85М1	-//-	385,0	1,35	8,33	16000	5200	3,650x1,780x1,840	ГПА-ЦД-16С/85-1,35М1	27,0
16ПД-340/60-85М	-//-	340,0	1,37	8,33	16000	5200	2,903x1,780x1,864	ГПА-ЦД-16С/85-1,37М	29,0
16ПД-340/60-85М	-//-	340,0	1,37	8,33	16000	5200	2,789x1,780x1,864	ГПА-ЦД-16С/85-1,37М	25,0
СПЧ16ПД-283/50-85С	-//-	283,0	1,70	8,33	16000	5200	L _к =2200	СПЧ	–
ПЦ-305/45-22НД	нефт. газ	305,0	4,90	2,15	16000	10750	2,296x1,465x1,185	Реконструкция ТКА-Ц-16/120	7,9
ПД-67,5/21,5-77	-//-	67,5	3,55	7,70	16000	10750	2,040x1,490x1,410		12,0
ПД-350/58-94	природн. газ	350,0	1,70	9,20	25000	5000	3,400x1,900x2,087	ГПА-Ц-25С/94-1,7	32,0
СПЧ-16/29-1,6	-//-	699,0	1,60	2,84	16000	5200	L _к =2200	СПЧ	
СПЧ16ПД-245/18,7-41С	-//-	245,0	2,20	4,00	16000	5200	L _к =3150	СПЧ	–
СПЧ16ПД-450/26,5-45	-//-	450,0	1,70	7,41	16000	5200	L _к =3150	СПЧ	–
16ПД-519/39-56	-//-	519,0	1,44	5,49	16000	5200	L _к =2200	СПЧ	–
СПЧ-16/76-2,2/60-22	-//-	255,0	2,20	7,45(5,90)	16000	5300	L _к =3150	СПЧ	–
СПЧ-16/76-2,2С/60-22С	-//-	255,0	2,20	7,45(5,90)	16000	5200	L _к =3150	СПЧ	–

Примечание: * Производство НПО "Искра"

3) Для реконструируемых ГПА, а также для в новых ГПА блочно-контейнерного типа, изготавливаемых другими предприятиями-изготовителями, ЦК могут изготавливаются в виде блоков-модулей. В этом случае в объем поставки кроме ЦК входят: рама модуля; контейнер соответствующий конструкции; агрегаты и узлы маслосистем; элементы трубопроводной обвязки.

4) Для уменьшения безвозвратных потерь масла, уменьшения загрязнения магистрального трубопровода, повышения надежности работы агрегата наметилась тенденция широкого применения торцевых газодинамических уплотнений (ТГДУ) ротора ЦК (компрессоры 16ГЦ2-415156-76М, КС «Мышкино», ООО «Севергазпром» и др.) (таблица 2). Такие уплотнения установлены уже на 30 компрессорах, мощностью 4÷25 МВт. Нарботка лидерного ЦК мощностью 16МВт с ТГДУ составляет свыше 50тыс. часов (КС «Сызранская», ООО «Самаратрансгаз»).

Модификации ТГДУ, используемых в ЦК, являются 2-х ступенчатыми и состоят из уплотнительных пар, изготавливаемых из углеграфита(с пропиткой сурьмой) и твердого сплава типа ВК15. Ведутся также работы по применению карбида кремния для изготовления ТГДУ. Как в новых, так и в реконструируемых ЦК возможно применение ТГДУ без дополнительной доработки вала ротора, а также торцевых крышек корпуса компрессора.

5) На основе ЦК с ТГДУ создаются бесшмазочные компрессоры (Рис. 10). Известны различные конструктивные схемы таких компрессоров. На сегодняшний день в эксплуатацию внедрены ЦК с ТГДУ и электромагнитным подвесом ротора. В ОАО созданы 2 модификации бесшмазочных компрессоров (НЦ-16/76-1,44М, КС «Сызранская» и вышеупомянутый компрессор 16ГЦ2-415156-76М, КС «Мышкино») на основе применения электромагнитных подвесов конструкции АО «ВНИИЭМ» (г. Москва.) Ведутся работы по созданию стенда для испытания электромагнитных подвесов конструкции фирмы S2M (Франция).

6) Наиболее широкое применение в конструкции ЦК производства ОАО получила схема проточной части с лопаточными диффузорами. Однако, в зависимости от требуемых режимов работы КС ГПА применяются также безлопаточные диффузоры в конструкции ступеней (например, компрессор ГЦ2-420/41-56 в составе агрегата ГПА-Ц-12/56-1,35 КС «Тума», ООО «Мострансгаз»), что обеспечивает более пологую характеристику ЦК. При этом максимальное значение КПД составляет 0,84, а значение КПД 0,82 соответствует диапазону 40% по производительности ЦК.

Следующим крупным направлением в компрессоростроении, относящимся к специализации ОАО, являются роторные компрессоры. К ним относятся следующие типы машин: жидкостно-кольцевые компрессоры и вакуум-насосы ротационные(пластинчатые) и роторные компрессоры типа Рутс, а также вновь осваиваемое направление –винтовые компрессоры (таблица 4).

Повышение спроса на жидкостно-кольцевые машины наблюдается в последнее время в угольной, химической, горнодобывающей и сахарной промышленности как в Украине, так и в других странах СНГ.

Характерными тенденциями развития жидкостно-кольцевых машин являются повышение уровня давления на нагнетании, а также работа в вакуумном и компрессорном режиме. Если ранее жидкостно-кольцевые компрессоры применялись до давления нагнетания 0,15-0,20 МПа, то В настоящее время требуются компрессоры с $P_k=0,25$ МПа (таблица 4). Из последних разработок в области роторных машин следует отметить:

- жидкостно-кольцевой вакуум-компрессор
производительностью
150 м³/мин, $P_{вс}=0,05$ МПа при $P_k=0,15$ МПа для откачки метано-
воздушной смеси из угольных пластов и подачи ее потребителю;

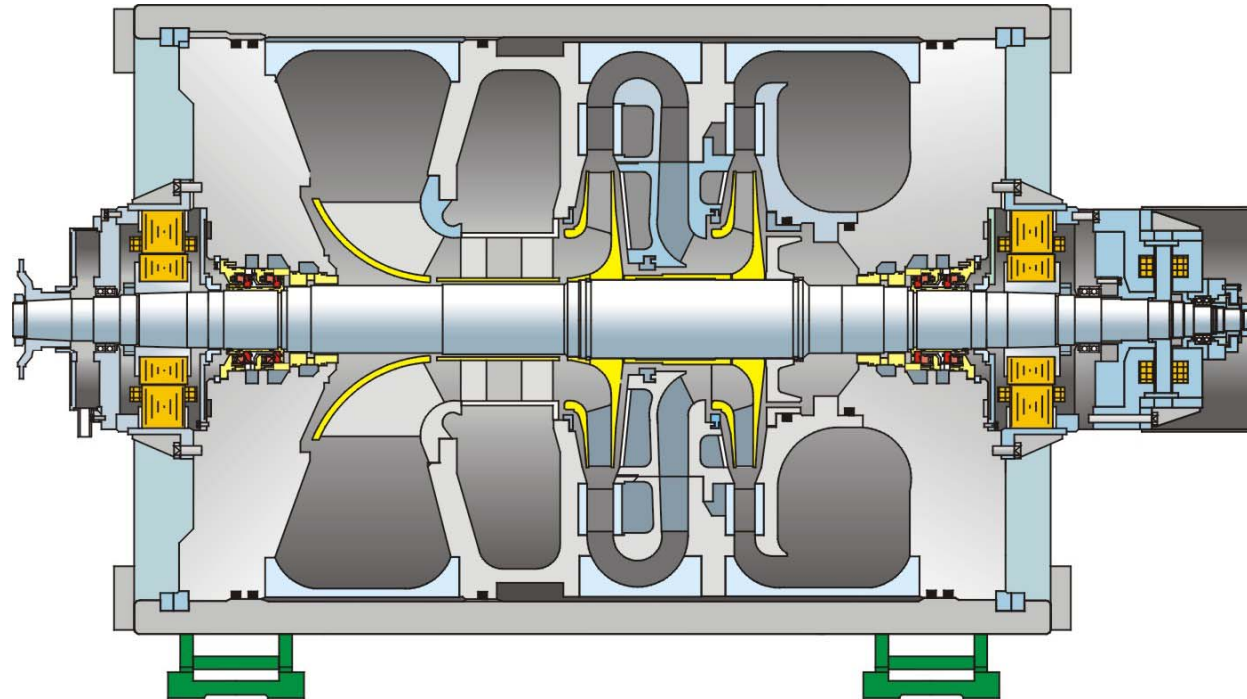


Рисунок 10 - Бессмазочный компрессор НЦ-16/76-1,44М мощностью 16 МВт с ТГДУ и электромагнитными подвесами (КС "Сызранская", ООО "Самаратрансгаз")

- водокольцевой вакуумный насос ВВН-А-3 0,4 Н производительностью 3 м³/мин, предназначенный для сбора утечек радиоактивных газов на атомных электростанциях (конструкция отвечает всем нормам и правилам, касающимся оборудования для АЭС);
- параметрический ряд роторных компрессоров типа Рутс с роторами трехлепесткового профиля для воздуха и инертных газов производительностью 25-100 м³/мин конечным давлением 0,15-0,3 МПа;

КУ на основе винтового компрессора (ВК) оригинальной отечественной конструкции производительностью 1,6 нм³/мин, конечным давлением 0,8 МПа (рис.11).

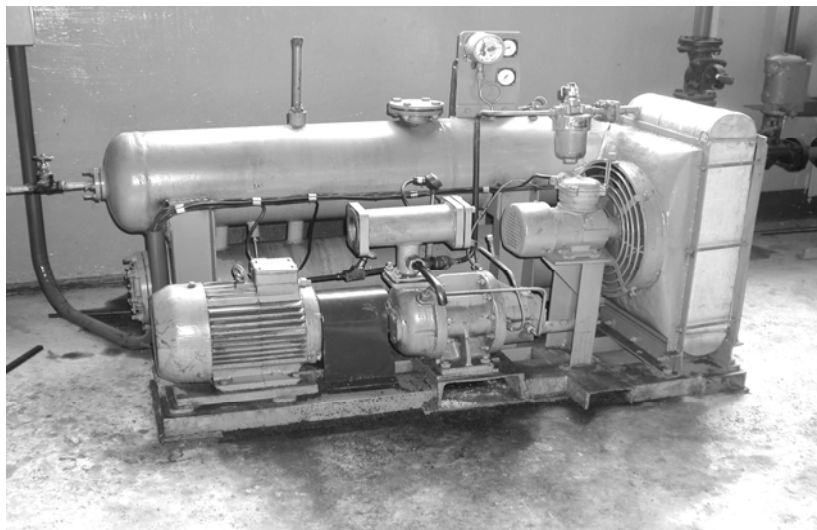


Рисунок 11 - Компрессорная установка общего назначения на основе винтового компрессора ВКМ-2/8 конструкции ОАО

Одним из крупных направлений работ по созданию высокоэффективного компрессорного оборудования является создание современных систем автоматического управления и регулирования (САУ и Р). С целью решения задач в этой области в ОАО создан специализированный научно-производственный центр САУ.

Организация работ в этой области имеет следующие особенности:

- 1) Создание оборудования осуществляется на основе требований заказчика к САУ и Р и типу программно-технических средств (ПТС).
- 2) Поставка САУ Р выполняется совместно с оборудованием и включает этапы разработки, монтажа, наладки, пуска в эксплуатацию и гарантийного обслуживания.
- 3) Комплексный подход к производству САУ и Р предопределил создание специальных подразделений, охватывающих весь комплекс работ:
 - конструкторский отдел автоматики и КИП, включая лабораторию САУ ГПА;
 - конструкторский отдел автоматизированных систем управления.

В составе указанных отделов имеются лаборатории технических и программных средств, оснащенные стендами для проверки и отладки программного обеспечения.

- специализированный цех по изготовлению шкафов, их монтажу, испытанию и упаковке, оснащенный необходимыми стендами для входного контроля и испытания готовой продукции.

Таблица 4 -Роторные компрессоры и вакуум-насосы

Марка машины	Перекачиваемый газ	Производительность, (усл. всас.) м³/мин.	Давление		Мощность привода, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	Габаритные размеры, м			Масса, кг
			всасывания, МПа	нагнетания , МПа			длина	ширина	высота	
1	2	3	4		5	6	7	8	9	10
Вакуум-насосы водокольцевые										
ВВН-0,75/0,4	воздух,	0,75	0,04	-	2,2	1500	495	354	420	77
ВВН-1,5/0,4	инертные газы	1,5	0,04	-	5,5	1500	750	354	685	155
ВВН-3/0,4Н	агрессивные	3,0	0,04	-	7,5	1500	1195	580	950	350
ВВН-А-3/0,4Н	газы в условиях АЭС	3,0	0,04	-	7,5	1500	1245	580	950	350
ВВН-12/0,4	воздух,	12,0	0,04	-	22	1000	2250	600	1400	900
ВВН-25/0,4	инертные газы	25,0	0,04	-	55	750	2350	990	1390	1800
ВВН-50/0,2Н	СО ₂	50	0,02	-	110	600	2920	850	1675	2500
Компрессоры водокольцевые										
ВК-15/1,5	воздух	25	-	0,15	55	750	2900	1200	1500	2500
ВК-60/2,5 Н	нитрозные газы	60	-	0,25	200	750	3500	1000	1800	5000
Компрессор винтовой										
ВКМ2/8	воздух	1,6	-	0,8	11	3000	1800	960	1000	850
Воздуховки роторные типа Рутс										
КИГ-100/0,18-0,27	воздух, инертные газы	100	0,18	0,27	250	1000	1172	1040	1100	3200(без эл. дв.)
КТВ-24/0,5	воздух	24	-	0,15	18,5	1500	1158	860	956	725
КТВ-43/0,5	воздух	43	-	0,15	30	3000	1490	700	1000	700

4) Для оперативного и качественного выпуска конструкторской документации центром приобретены современные лицензионные пакеты программного обеспечения Трейс Моуд, Лоджик- Мастер, ПЛ7 ПРО, Монитор ПРО для разработки прикладного программного обеспечения, а также компьютерный разработки документации на САУ и Р. Для сокращения сроков проектирования и повышения качества технической документации осваивается пакет программ САПР САД-Е.

5) При производстве САУ и Р используются различные виды кооперации. В зависимости от этого осуществляется сотрудничество со специализированными организациями:

- поставщиками ПТС: фирма ССС (США); ЗАО "НПФ Система -Сервис" (Россия); "Авантек Интернешенел" (США) и "Сатурн Дейта Интернешенел" (Украина); "Модикон Шнайдер Электрик" (Франция); "Фанук Джеренерал Электрик" (США);
- проектными институтами, обеспечивающих привязку САУ и Р на объектах (ЮжНИИгипрогаз, г.Донецк; ТюменНИИгипрогаз; ТуркменНИПИнефть и др.);
- разработчиками и изготовителями газотурбинных двигателей (ЗМКБ "Прогресс" и ОАО "Мотор Сич", г. Запорожье; НПКГ "Зоря"- "Машпроект" и др.);
- разработчиками и производителями датчиков ("Теплоприбор", Россия; "Термоприбор", "Котрис", Украина и др.).

Опыт ОАО в поставке и обслуживании САУ и Р для турбокомпрессорных машин охватывает период около 30 лет. При этом до сих пор обеспечивается сервисное обслуживание как релейных САУ и Р выпуска 1976г., так и новейших конструкций систем, созданных с использованием современных ПТС и комплектующих изделий.

Производство САУ в ОАО постоянно расширяется и наметились следующие особенности в их производстве:

1. Практически все заказчики оборудования требуют комплектной поставки САУ и Р с соответствующим сервисом.
2. При заявке оборудования заказчик оговаривает ПТС, на которых должна быть поставлена САУ и Р и требования к ней. Наибольшим спросом пользуются САУ и Р на программно-технических средствах серии 4 и 5 "ССС" (США) и МСКУ 5000 (ЗАО "НПФ Система- Сервис"), выполненных на контроллерах "Сименс" (Германия), "Модикон Шнайдер Электрик" (Франция), "Фанук Джеренерал Электрик" (США).
3. Кроме САУ и Р в объем поставки вводятся другие системы: пожаротушения и контроля загазованности; систем параметрической и вибрационной диагностики; коммерческого учета газа и т.д.

Рассмотренные особенности и тенденции развития компрессоров, САУи Р требуют постоянного развития и совершенствования научно-технической инфраструктуры конструкторских служб, в частности:

- формирования баз данных по международным стандартам, используемых заказчиками;
- освоения ПТС, пользующихся наибольшим спросом
- создания научно-технического задела в расчетно-исследовательских и проектно-технологическом отделе, обеспечивающих разработку алгоритмов управления;
- приобретения и освоения пакетов разнообразных программ САПР;
- создания модельных стендов для отработки и наладки программно-технических средств и обучения специалистов как ОАО, так и заказчика.

Реализация таких подходов являются научно-технической основой для создания высокоэффективного оборудования, соответствующего современным требованиям.

Современное состояние рынка компрессорного оборудования создает особые условия работы для конструкторских и научно-исследовательских подразделений машиностроительных предприятий. В связи с этим в ОАО существенно возрос объем поисковых работ по заданию службы маркетинга. Только за 2003 г. в СКБ турбокомпрессорных машин ОАО по запросам нефтегазовой и других отраслей промышленности подготовлено технико-коммерческих и тендерных предложений. Подготовка каждого из них требует выполнения значительного объема расчетных и проектных работ, что является дополнительной нагрузкой для конструкторских подразделений. Но в конечном итоге эта работа приводит к появлению новых заказов. Таким образом, успешная работа конструкторских подразделений является основой текущего и перспективного планирования по расширению объема производства продукции в ОАО.

Следующей важной тенденцией в развитии конструкторских подразделений и, в частности, СКБ турбокомпрессорных машин является увеличение объема производства энерготехнологических комплексов, в объеме поставки которых входят не только компрессоры, но и насосное, емкостное, сепарационное, колонное, теплообменное оборудование, а также арматура, фитинги, трубная обвязка, блоки-контейнеры, металлоконструкции и т.д.

Примерами таких изделий в ОАО являются блочно-комплектные установки, КС нефтяной и газовой промышленности, оборудование для модернизации газоперерабатывающих заводов. Опыт накоплений в процессе создания этого оборудования на основе центробежных и поршневых компрессоров, позволяет приступить к освоению энергетического и теплоэнергетического оборудования. Первый опыт в этой области машиностроения нами приобретен в процессе создания собственного энергокомплекса. Такое развитие машиностроения в объединении требует широкого применения системных проектирования [4-6], создания совершенной экспериментальной базы, наличия высококвалифицированных кадров, дальнейшего развития научно-исследовательских работ.

Опытно-конструкторские и научно-исследовательские работы в ближайшее десятилетие планируется осуществлять в ОАО с учетом следующих тенденций:

1. В области турбокомпрессоров
 - расширение области применения ЦК ;
 - создание новых методик исследования и проектирования высокоэффективных проточных частей на основе современных методов расчета течения газа в ступенях ЦК;
 - разработка проточных частей, узлов уплотнений и подшипников на основе современных расчетных методов с использованием комплексных математических моделей и экспериментальных методов на стадии доводки;
 - расширение областей применения бессмазочных компрессоров;
 - повышение уровня автоматизации и оснащение оборудования автоматизированными системами технического диагностирования;
 - применение современных материалов и технологий с целью повышения качества и надежности оборудования.
2. В области поршневых компрессоров
 - перевод на бессмазочную работу поршневых и штоковых уплотнений;
 - повышение быстроходности компрессоров (например впервые в СНГ на базе М 2,5 создан компрессор 4ГМ2,5У-3,7/2,8-250 с $n=1000$ об/мин, рис. 2);
 - повышение уровня автоматизации КУ с целью обеспечения работы без обслуживающего персонала;
 - совершенствование клапанов путем создания конструкций со специально с профилированными формами проходных сечений;

- совершенствование системы охлаждения с целью приближения процесса сжатия к изотермическому;
- снижение массогабаритных характеристик и трудоемкости производства компрессоров;
- проведения расчетно-исследовательских и конструкторских работ по совершенствованию механизма движения компрессоров; совершенствование САУ и Р с целью повышения надежности оборудования и снижения эксплуатационных затрат.

3. В области роторных компрессоров

- развитие работ по винтовым компрессорам;
- повышение энергетических характеристик жидкостно-кольцевых компрессоров, т.е. уменьшение удельной мощности за счет совершенствования рабочих органов;
- снижение металлоемкости жидкостно-кольцевых компрессоров за счет совершенствования технологии их производства;
- расширение номенклатуры производства компрессоров типа Рутс.

Рекомендация указанных направлений в развитии производства компрессоров различных типов требует наличия экспериментально-производственной базы конструкторских подразделений и экспериментально-исследовательских стендов для отработки проточных частей, узлов и систем различного назначения.

В связи с этим в ОАО принимаются меры по развитию производственной и экспериментальной базы конструкторских подразделений.

В стадии освоения находится экспериментально-производственный комплекс СКБ турбокомпрессорных машин, включающий экспериментально-производственный участок (цех № 41) и модельные экспериментально-исследовательские стенды следующего назначения:

- аэродинамический стенд для отработки прочных частей ЦК мощностью 400 кВт;
- стенд статических продувок для отработки неподвижных элементов про-точной части ЦК и элементов газовоздушного тракта ГПА;
- стенд торцевых газодинамических уплотнений;
- стенд поршневого оппозитного компрессора базы М2.5.

Указанные стенды являются первой очередью экспериментальной базы СКБ ТКМ для модельных исследований систем и узлов центробежных и поршневых компрессоров.

В дальнейшем планируются создать стенды для исследования электромагнитных подвесов роторов ЦК, вихревых компрессоров, виброисследований рабочих колес ЦК, элементов регулирующей трубной арматуры и другие стенды, что расширит возможности конструкторов по созданию современной компрессорной техники.

Освоение этой экспериментально-исследовательской базы позволит существенно повысить научно-технический уровень конструкторских разработок, что создаст реальные предпосылки для расширения производства современного высокоэффективного оборудования в ОАО.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лукьяненко В.М. 101 год – не возраст/Рынок нефтегазового оборудования СНГ, №5,1997. С.56-58.
2. Аверьянов А.А. Внедрение газоперекачивающих агрегатов с авиационным приводом – крупная народнохозяйственная задача /Газовая промышленность, 1981, №2, С.32-33.

3. Парафейник В.П., Бухолдин Ю.С., Довженко В.Н. Проектирование блочно-комплектных компрессорных станций и установок газовой и нефтяной промышленности / Химическое и нефтяное машиностроение, №9,1995.-С.16-20.
4. Парафейник В.П., Братков А.Б., Бухолдин Ю.С. Программно-вычислительный комплекс САРТУ-КС для проектирования и исследования компрессорных установок газовой и нефтяной промышленности / Химическое и нефтяное машиностроение, №7,1990.-С.21-22.
5. Бухолдин Ю.С. Дослідження режимів роботи компресорних установок з багатокорпусним відцентровим компресором і газотурбінним приводом для нафтової промисловості. Автореф. дис... канд. техн. наук. 05.05.15.-Суми-2001.-19с.
6. Парафейник В.П. Научные основы проектирования блочно-комплексных турбокомпрессорных агрегатов и установок с газотурбинным приводом / Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання.Збірник наукових праць. – Харків, ІПМаш НАНУ, 2003. – С. 36 –46.

О СОСТОЯНИИ РАЗВИТИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ И РОТОРНЫХ КОМПРЕССОРОВ В ОАО "КАЗАНЬКОМПРЕССОРМАШ"

*Хисамеев И.Г. *, д-р техн. наук, проф.; Сафиуллин А.Г. **, канд. техн. наук*

**ОАО "Казанькомпрессормаш" и ЗАО "НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа",*

г. Казань, Россия

***ЗАО "НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа", г. Казань, Россия*

Накопленные в течение полувекового союза ОАО «Казанькомпрессормаш» и ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа» богатый производственный опыт и имеющийся научно-технический потенциал, позволяют выпускать широкий спектр центробежных и винтовых компрессорных установок для сжатия различных газов, в том числе водорода, кислорода, хлора, гелия, аммиака, фреона, метана, сероводорода.

Создание компрессоров ведется на основе унифицированных типоразмерных рядов центробежных и винтовых машин, что позволяет значительно повысить надежность, сократить сроки освоения и трудоемкость компрессоров.

По разработкам ЗАО "НИИтурбокомпрессор" завод изготавливает:

Центробежные компрессоры в диапазоне производительности 15-800 м³/мин и давлением до 450 бар на основе двух типоразмерных рядов – компрессоры с горизонтальным разъемом корпуса и компрессоры с вертикальным разъемом корпуса.

Компрессоры с горизонтальным разъемом корпуса изготавливаются на давление до 4 МПа и производительностью до 500 м³/мин.

Компрессоры с вертикальным разъемом корпуса на давление до 45 МПа и производительностью до 800 м³/мин. создаются на основе технических решений по лицензии фирмы Дрессер Ренд.

Многовалные мультипликаторные центробежные компрессоры воздушные и газовые в диапазоне производительности 30-800 м³/мин и давлением до 5 МПа. Это компрессоры ряда ЦКОН производительностью до 160 м³/мин, конечным давлением до 0,9 МПа, ряда Аэроком конечным давлением до 1,6 МПа и ряда Аэроком с выносными газоохладителями производительностью до 800 м³/мин, конечным давлением до 5,0 бар т. Оригинальна конструкция компрессора для газлифта мощностью привода 4 МВт, блок корпусов сжатия которого состоит из трех многоступенчатых корпусов сжатия, установленных параллельно друг другу на мультипликатор.

Детандер-компрессорные турбоагрегаты для извлечения ценных фракций углеводородов из природных и попутных нефтяных газов путем низкотемпературной сепарации мощностью до 2,5 МВт и давлением на входе в детандер до 100 бар.

Винтовые компрессорные установки:

- «сухого» сжатия с производительностью от 6 до 200 м³/мин и давлением до 2,0 МПа;

- маслозаполненные с производительностью от 1 до 50 м³/мин и давлением до 4,5 МПа;

- холодильные с холодопроизводительностью от 40 до 1600 кВт.

Спиральные компрессоры и установки:

- воздушные с производительностью от 0,1 до 0,5 м³/мин и давлением до 1,0 МПа;

- холодильные с холодопроизводительностью от 2 до 30 кВт;

- газовые производительностью от 0,15 до 0,5 м³/мин и давлением до 2,2 МПа.

ОАО «Казанькомпрессормаш» обладает необходимым уникальным оборудованием для изготовления широкой номенклатуры компрессорной техники. Так, для изготовления винтовых компрессоров (нарезка винтов) используется

оборудование фирм «Холройд» (Англия) и «Либхер» (Германия). Производство центробежных компрессоров оснащено специальным оборудованием для обработки крупногабаритных корпусных деталей, станками «Моранда» (Италия), обрабатывающим центром фирмы «Шисс» (Германия), расточными станками отечественного производства. Балансировка роторов производится на балансировочных стендах для динамической балансировки на рабочих частотах вращения (до 50000 об/мин) фирмы «Шенк» (Германия) в лаборатории, оснащенной также вакуумной камерой для испытательного разгона рабочих колес диаметром до одного метра.

Зубчатые колеса изготавливаются на термokonстантном участке на высокоточных станках фирмы «Пфаутер», «Лоренс» (Германия) с окончательной нарезкой зубьев 4-5 степени точности; шлифовка зубьев производится на станках фирмы «Мааг» (Швейцария). Точность изготовления зубчатых передач позволяют работать с окружной скоростью до 120 м/с.

Все изготовленные компрессоры испытываются на заводе в испытательном комплексе – одном из крупнейших в Европе. Стенды позволяют испытывать компрессоры на различных модельных или рабочих газах. Испытательные стенды института дают возможность проводить всесторонние исследования отдельных узлов и элементов центробежных, винтовых и спиральных компрессоров.

Некоторые работы, выполненные в последнее время:

- разработан ряд высокоэффективных сменных проточных частей (СПЧ) для центробежных нагнетателей сумского производства. Новые СПЧ обеспечивают работу нагнетателей в оптимальном режиме на изменившихся условиях добычи, транспорта и хранения газа. Около 100 СПЧ отправлены на предприятия ОАО «Газпром» и более 90 из них успешно работают на ряде газотранспортных предприятий ОАО «Газпром» (табл. 1).

Для газотранспортных предприятий ОАО «Газпром» институтом разработаны современные газоперекачивающие агрегаты, в которых использованы принципиально новые нагнетатели с электромагнитными подшипниками и «сухими» газодинамическими уплотнениями. В марте 2003 года изготовлен и сдан МВК на Помарской КС Волготрансгаза опытный образец газоперекачивающего агрегата ГПА-16 Волга. Выполнен проект унифицированного ГПА с возможностью установки двигателей ДГ-90, АЛ-31СТ, ПС-90ГП2 и НК-38СТ, по которому в настоящее время изготавливаются агрегаты с двигателем ДГ-90 для КС "Приполярная" Тюментрансгаза. Нагнетатели для ГПА, изготавливаемые ОАО «Казанькомпрессормаш» (рис.1) имеют передовые технические решения и высокие технико-экономические показатели. Некоторые из них представлены в табл.2.

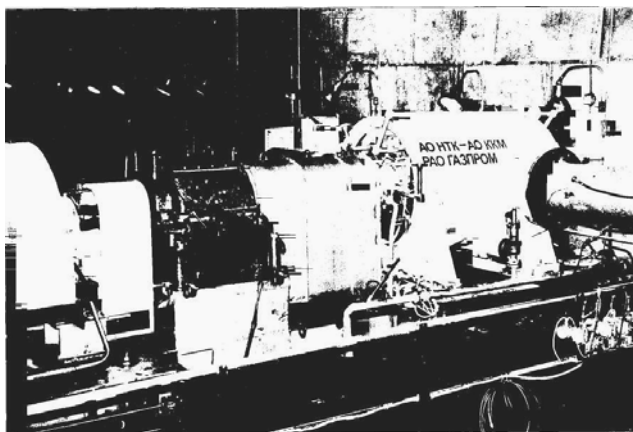


Рисунок 1 - Нагнетатель УНЦ 16-76/1,44 для транспортировки природного газа по магистральным трубопроводам

*Таблица 1 - Сменные проточные части нагнетателей, разработанные
ЗАО "НИИ Турбокомпрессор им.В.Б.Шнеппа" (г.Казань) для ОАО "Газпром"*

№ п/п	Наименование изделия	Обозначение	Заказчик и тип ГПА	Изготовлено, шт.
1	СПЧ-18/76-1,7	2.110.018 (ТТ 3579-96)	"Уренгойгазпром" ГПА-Ц-16	6
2	СПЧ-18/56-1,7	2.110.019 (ТТ 3579-96)	"Уренгойгазпром" ГПА-Ц-16	11
3	СПЧ-16/76-1,7	2.110.021 (ТТ 3667-97)	"Тюментрансгаз" НЦ-16/76	1*)
4	СПЧ-16/56-1,44 (длин.корпус)	2.110.022 (ТТ 3717-98)	"Уренгойгазпром" ГПА-Ц-16	6
5	СПЧ-8/51-1,45	2.110.025 (ТТ 3743-99)	"Кавказтрансгаз" ГПА-Ц-16	4
6	СПЧ-16/76-1,7	2.110.026 (ТТ 3776-99)	"Тюментрансгаз"	15
7	СПЧ-18/26-2,0 (длин.корпус)	2.110.027 (ТТ 3759-99)	"Кавказтрансгаз" ГПА-Ц-18В	**)
8	СПЧ-18/56-2,15 (длин.корпус)	2.110.028 (ТТ 3759-99)	"Кавказтрансгаз" ГПА-Ц-6,3	**)
9	СПЧ-18/70-1,7	2.110.029 (ТТ 3773-99)	"Тюментрансгаз" ГПА-Ц-16	16
10	СПЧ-8/21-2,2 (длин.корпус)	2.110.030 (ТТ 3789-00)	"Кавказтрансгаз" ГПА-Ц-6,3	7*)
11	СПЧ-8/41-2,2 (длин.корпус)	2.110.031 (ТТ 3789-00)	"Кавказтрансгаз" ГПА-Ц-6,3	7
12	СПЧ-16/76-1,44 (длин.корпус)	2.110.033 (ТТ 3784-00)	"Ноябрьскгаздобыча" ГПА-Ц-16С	4
13	СПЧ-16/76-1,7	2.110.035 (3872-01 ТЗ)	"Ямбурггаздобыча"	5
14	СПЧ-16/76-1,36	2.110.037 (ТТ 3667-97)	"Тюментрансгаз" НЦ-16/76	1
15	СПЧ-16/76-1,7 (длин.корпус)	2.110.038 (3914-01 ТЗ)	"Ноябрьскгаздобыча" ГПА-Ц-16С	6
16	СПЧ-16/28-1,6	2.110.039 (3941-02 ТЗ)	"Тюментрансгаз" ГПА-Ц-16/56	5*)
17	СПЧ-16/45-1,8	2.110.041 (3969-02 ТЗ)	"Тюментрансгаз" ГПА-Ц-16/56	5*)
18	СПЧ-18/76-1,7М	2.110.046 (4001-03 ТЗ)	"Уренгойгазпром" ГПА-Ц-16	12*)
Примечание: 1. *) запланированный объем изготовления СПЧ. 2. **) Чертежи на СПЧ в производстве				

Политропный КПД нагнетателей не менее 85%.

В последнее время быстрыми темпами развивается направление создания энергетических установок на основе газотурбинных технологий.

Нами созданы ряды компрессорных установок для компримирования и подачи топливного газа в камеры сгорания газотурбинных двигателей (рис.2), входящих в состав энергетических установок мощностью от 1 до 150 МВт с применением центробежных и винтовых компрессоров. Компрессорные установки могут размещаться в контейнерах, более крупные установки состоят из двух отдельно стоящих блоков: укрупненного модуля блок-контейнеров и блока автоматики. Показатели некоторых установок с центробежными компрессорами приведены в табл. 3.

Таблица 2

Показатель	Нагнетатель		
	НЦ-8-55/1,44	НЦ-12-55/1,44	НЦ-16-76/1,44
Производительность при нормальных условиях, млн. м ³ /сут.	15,2	23,2	32,19
Давление абсолютное, МПа: начальное конечное	3,82 5,5	3,82 5,5	5,17 7,45
Мощность газотурбинного привода, кВт	8 000	12 000	16 000
Габаритные размеры, м	1,55x1,80x1,50	2,62x2,67x1,70	2,90x2,95x1,76
Масса изделия, кг	14 000	18 000	22 000

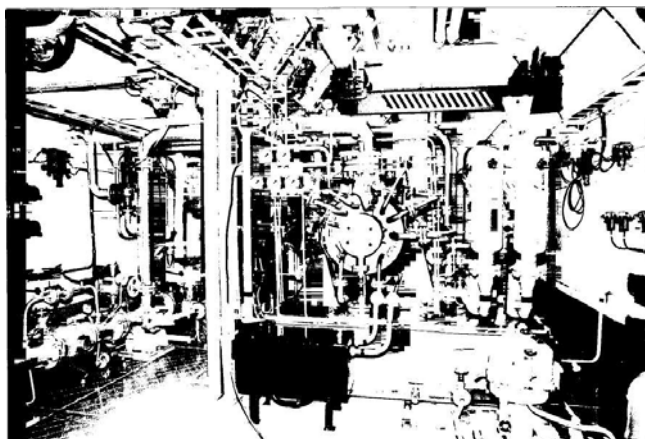


Рисунок 2 - Компрессорная установка 2ГЦ2-18/13-33-К У1 для сжатия и подачи топливного газа в камеры сгорания ГТУ. Укрупненный модуль блок-контейнеров

Таблица 3

Показатель	Установка			
	3ГЦ2-123/4-25 УХЛ4	2ГЦ2-49/10- 25 УХЛ4	3ГЦ2-38/9,5- 28 К1.У1	2ГЦ2-18/13- 33 К1.У1
Производительность, кг/с	5,6	5,6	4,17	2,8
Давление абсолютное, МПа начальное конечное	0,4 2,5	1,0 2,5	0,95 2,8	1,3 3,3
Мощность привода, кВт	3150	2000	1600	1000
Габаритные размеры, м	7,7x7,8x4,5	7,9x6,3x4,6	9,5x7,5x7,5	93x4,7x5,0
Масса изделия, кг	39 500	31 000	60 000	50 000
Место установки	Шахтинская ТЭЦ	Каменская ТЭЦ	Тюменская ТЭЦ	Уфимское МПО

В настоящее время институтом разрабатывается компрессорная установка с винтовым компрессором для подачи природного газа в камеры сгорания ГТУ со сроком окончания изготовления на заводе и пуска на Казанской ТЭЦ-1 в 2005 году. Производительность этой установки – 1,6 кг/с, конечное давление – 45 бар.

После успешного применения казанских многовальных центробежных компрессоров по заказу американской корпорации «Боинг» в международном проекте «Морской старт» (в стартовом ракетно-космический комплексе морского базирования используются 4 компрессора Аэроком 43-120/9) разработаны и введены в эксплуатацию на ракетно-стартовом комплексе космодрома «Плесецк» центробежные компрессоры с дизельным приводом (рис.3). Показатели компрессорного оборудования, предназначенного для систем термостатирования ракетных комплексов (сжимаемый газ – воздух), приведены в табл. 4.

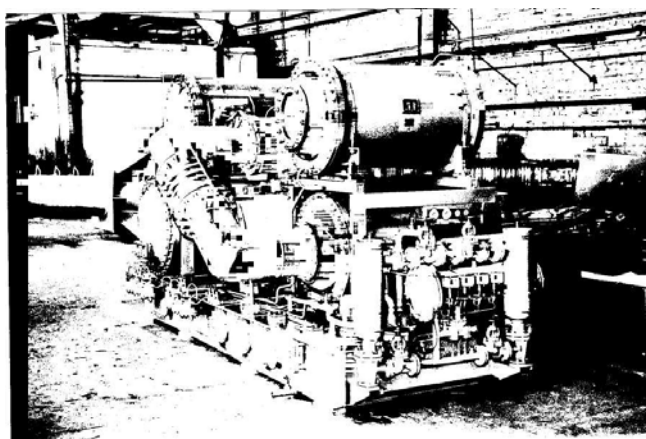


Рисунок 3 - Компрессорная установка АА 250/9Д УХЛ4 для ракетно-стартового комплекса космодрома "Плесецк"

Таблица 4

Показатель	Установка	
	Аэроком А3-120/9 ОМ5	Аэроком А4 250/9Д УХЛ4
Производительность, м ³ /мин	113	250
Давление абсолютное, МПа начальное конечное	0,1 0,9	0,1 0,94
Тип привода	Электродвигатель	Дизель-редукторный агрегат
Мощность привода, кВт	800	1600
Габаритные размеры, м	4,44x2,3x2,05	12x5,8x3,6
Масса изделия, кг	10 500	36 000
Место установки	«Морской старт»	Космодром «Плесецк»

Для ОАО «Нижнекамскнефтехим» в 2002г. поставлены и успешно эксплуатируются две многовальные центробежные установки для компримирования азота Аэроком 100/35 (производительность 100 м³/мин, давление нагнетания 3,5 МПа).

В июне 2003г. успешно испытаны и отгружены ОАО «Саянскхимпласт» две уникальные холодильные компрессорные установки ГЦ1-119/1,35-14,3 УХЛ4 для сжатия фреона-22 на производстве винилхлорида, выполненные по многовальтовой схеме (рис. 4). В Стерлитамакском АО Каустик успешно, с 1997 года эксплуатируются аналогичные компрессоры ГЦ1-65/1,3-14,3. также в производстве винилхлорида.

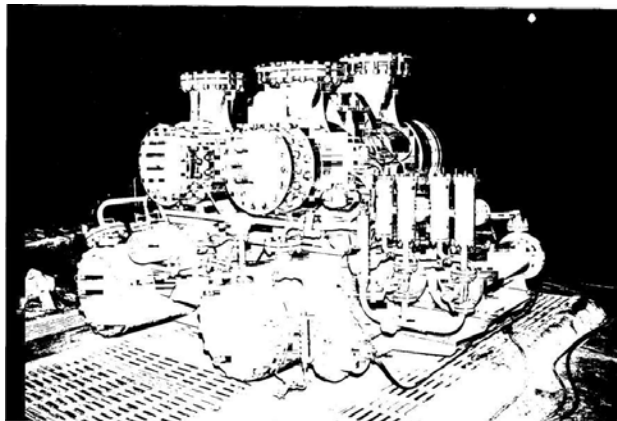


Рисунок 4 - Холодильная компрессорная установка ГЦ1-119/1,35-14,3 УХЛ4 для ОАО «Саянскхимпласт» (момент испытаний на прочность)

Успешно осваиваются новые винтовые компрессорные установки как «сухого» сжатия, так и маслозаполненные. Разработана уникальная трехкорпусная компрессорная установка 965ГВ-200/19С «сухого» сжатия для газов, которые в процессе эксплуатации существенно изменяют свой состав (факельные, нефтяные, коксовые газы). С 1999г. установка успешно работает на заводе АД «Лукойл Нефтохим-Бургас» (Болгария).

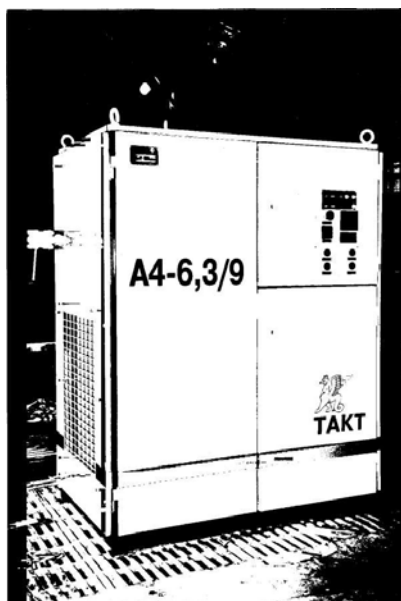


Рисунок 5 - Компрессорная установка АЭРОВИК АА 6,3/9 УХЛ4 для экономичного получения сжатого воздуха

Создан новый унифицированный ряд винтовых маслозаполненных компрессорных установок «АЭРОВИК А4» и «АЭРОВИК А5», которые предназначены для получения сжатого воздуха в промышленности (рис. 5) Благодаря проведенным исследованиям впервые в отечественном компрессоростроении в указанном ряде машин применено новое соотношение зубьев винтов, увеличившее КПД компрессора на 7-10%. Компрессорные установки этого ряда изготавливаются в шумозаглушающих кожухах, и могут быть поставлены в исполнениях УХЛ4 и У2. Основные показатели этих установок представлены в табл. 5.

Таблица 5

Параметры	Аэровик А4-5/9		Аэровик А4-6,3/9		Аэровик А5-8/9		Аэровик А5-10/9	
	УХЛ4	У2	УХЛ4	У2	УХЛ	У2	УХЛ4	У2
Производительность, м ³ /мин	5	5	6,3	6,3	7,7	7,7	10,4	10,4
Давление конечное номинальное, МПа	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Мощность электродвигателя, кВт: приводного блока охлаждения	37	37	45	45	55	55	75	75
	1,1	1,1	1,1	1,1	1,5	1,5	1,5	1,5
Мощность ТЭНа, кВт	-	1,0	-	1,0	-	1,0	-	1,0
Содержание масла в сжатом воздухе, мг/м ³	5	42	6	42	10	33	10	33
Габаритные размеры, м	1,45х0,9х1,8	1,45х0,9х1,8	1,45х0,9х1,8	1,45х0,9х1,8	2,15х1,1х1,8	2,15х1,1х1,8	2,15х1,1х1,8	2,15х1,1х1,8
Масса установки, кг не более	830	835	850	855	2230	2230	2250	2250
Ресурс, ч не менее	40 000	40 000	40 000	40 000	40 000	40 000	40 000	40 000

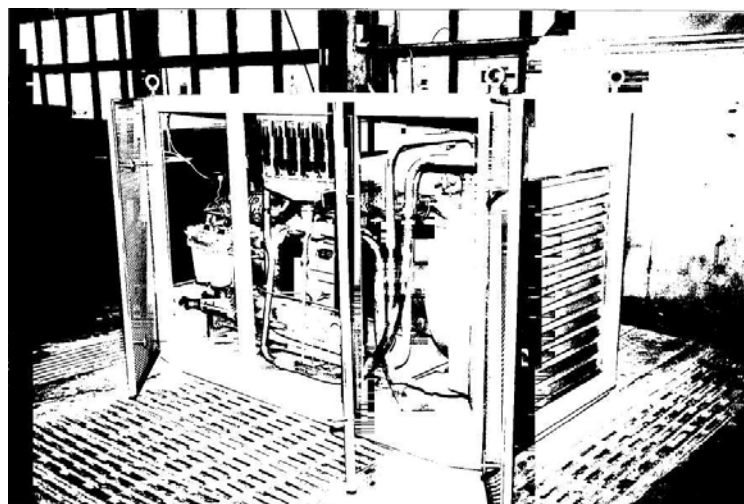


Рисунок 6 - Компрессорная установка ШПВ-6/7 для снабжения сжатым воздухом пневматических инструментов и приводных механизмов в подземных тупиковых выработках шахт и надшахтных зданиях

Для шахтеров страны создана компрессорная установка ШПВ-6/7 У5 (рис. 6), предназначенная для снабжения сжатым воздухом пневматических инструментов и приводных механизмов в подземных тупиковых выработках шахт и надшахтных

зданиях. Установка имеет исполнение У5 для работы при температуре окружающей среды от -5 до +35°C. Электрооборудование установки имеет взрывозащищенное исполнение «РВ». Компрессорная установка может работать в непрерывном режиме и оснащена системой регулирования для автоматического поддержания производительности компрессора в соответствии с расходом сжатого воздуха. Шумозаглушающий кожух обеспечивает низкий уровень шума. Установка ШПВ-6/7 имеет следующие показатели:

Производительность, приведенная к условиям всасывания, м ³ /мин.....	6,1
Давление конечное номинальное, МПа.....	0,7
Мощность, кВт.....	41
Габаритные размеры установки, м.....	2,3х1,1х1,35
Масса изделия, кг	не более 1800
Средний срок до капитального ремонта, ч.....	40 000

Вкратце о работах, выполняемых на перспективу:

Значительная часть их посвящена применению магнитных подвесов ротора, сухих торцовых газодинамических уплотнений с целью создания и расширения применения сухих безмасляных центробежных компрессоров, в том числе и с использованием встроенного высокочастотного регулируемого электропривода.

Магнитные подшипники все чаще рассматриваются в качестве замены подшипников с масляной смазкой. Использование электромагнитных подшипников в сочетании с торцовыми газодинамическими уплотнениями обуславливает следующие основные преимущества:

- сложные и, вследствие этого, ненадежные системы смазочного и уплотнительного масла заменяются на надежные промышленные электронные устройства, требующие меньшего технического обслуживания;
- меньшие потери мощности на трение;
- практически неограниченный срок службы из-за отсутствия износа (нет трущихся поверхностей).

Нами подготовлены предложения по созданию малорасходного центробежного компрессора топливного газа со встроенным высокооборотным двигателем мощностью 250 кВт и частотой вращения ротора 45000 об/мин и вариант совмещенного детандер-генераторного агрегата в общем корпусе на едином роторе с магнитным подвесом, который по ожидаемым техническим характеристикам превосходит ДГА традиционной конструкции.

Имея развитую научно-техническую базу института, высокопрофессиональные коллективы, производственные площади завода, современное технологическое оборудование и испытательный центр, мы готовы к взаимовыгодному сотрудничеству.

РАЗРАБОТКА СОВРЕМЕННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА БАЗЕ НОВЫХ РЯДОВ СПИРАЛЬНЫХ, ВИНТОВЫХ И ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

*Таганцев О.М., генеральный директор
ОАО «ВНИИХОЛОДМАШ-ХОЛДИНГ»*

Открытое АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО ХОЛДИНГОВАЯ КОМПАНИЯ «ВНИИХОЛОДМАШ-ХОЛДИНГ», образованное в 1994 году на базе Всесоюзного научно-исследовательского, проектно-конструкторского и технологического института холодильного машиностроения «ВНИИХолодмаш», сохранило преемственность в работах в области холодильного машиностроения. В ОАО работают высококвалифицированные инженеры-разработчики, ученые и исследователи, профессиональные рабочие. Компания специализируется на разработке, производстве, ремонте холодильного оборудования для всех отраслей народного хозяйства, гарантийном и авторском надзоре за ним и имеет свидетельство о государственной аккредитации научной организации. В настоящее время ОАО «ВНИИХОЛОДМАШ-ХОЛДИНГ» располагается по адресу: Алтуфьевское шоссе, 79А, стр. 3, и имеет в своем составе административный корпус, научно-испытательный комплекс, производственный цех. Экспериментальная база компании обеспечивает проведение всех необходимых теплофизических и специальных исследований, создание, производство малых серий и доводку холодильного оборудования общего и специального назначения.

ОАО «ВНИИХОЛОДМАШ-ХОЛДИНГ» является соучредителем Научно-промышленной ассоциации производителей холодильного оборудования «Холодпром», Ассоциации компрессорщиков и пневматиков (АСКОМП) и Научно-технической ассоциации производителей бытовой холодильной техники «Холод-быт».

Разработанная в институте холодильная техника и комплексы на ее базе широко используются в химической, газовой, нефтехимической промышленности, в отраслях агропромышленного комплекса, на транспорте, в гражданском строительстве, спортивных сооружениях (ледовые катки, снежные трассы, бассейны), в технологическом и комфортном кондиционировании воздуха, на судах рыбопромыслового и рефрижераторного флота.

ОАО «ВНИИХОЛОДМАШ-ХОЛДИНГ» работает в кооперации с заводами, входящими в Ассоциацию «Холодпром» - ОАО «Казанькомпрессормаш», ОАО «Московский завод холодильного машиностроения «Компрессор», ОАО «Московский завод холодильного машиностроения «Искра», ОАО «Касимовхолод», ОАО «Машзавод» (г. Чита), ОАО «Холодмаш» (г. Черкесск), ОАО «Пензкомпрессормаш», ОАО «Компрессорный завод» (г. Краснодар), а также рядом новых - завод «Румо» (г. Н.Новгород), завод «Орелтехмаш», завод «Точмаш» (г. Казань).

Одним из основных направлений деятельности ОАО «ВНИИХОЛОДМАШ-ХОЛДИНГ» стал перевод существующего парка холодильного оборудования на озонобезопасные хладагенты. С этой целью были проведены научно-исследовательские и поисковые работы по применению новых озонобезопасных хладагентов, совместимых с ними холодильных масел, адсорбентов, конструкционных материалов. На базе этих исследований разработана методика по переводу холодильного оборудования на озонобезопасные хладагенты, а также технология модернизации существующего оборудования для перевода его на озонобезопасные вещества с восстановлением технического ресурса.

Компания совместно с ОАО «Казанькомпрессормаш» осуществляет по этой технологии перевод машин типа ХТМФ и ТХМВ на озонобезопасный хладагент R134a при минимальных конструктивных изменениях холодильной машины. Стоимость модернизации составляет в этом случае около 30% стоимости новой машины, при этом существенно повышаются энергетические показатели благодаря индивидуальному решению задачи и полностью восстанавливается ресурс. После проведения модернизации, длительность которой не превышает 6—8 мес, заказчик получает полностью готовую к эксплуатации машину. Все пусконаладочные работы, включая промывку системы от минерального масла, входят в программу модернизации, так же как и комплектация холодильной машины в случае необходимости дополнительным ресивером, фильтрами-осушителями, вспомогательным компрессорно-конденсаторным агрегатом и вакуум-насосом. Гарантируются полное восстановление технического ресурса компрессорного агрегата и возможность выбора его параметров с учетом реальных условий эксплуатации. Заказчику обеспечена своевременная поставка хладагента (R134a) и синтетического масла ICEMATIC SW (CASTROL) или EAL ARCTIC (MOBIL).

Другое важнейшее направление деятельности компании — это исследование, разработка и создание отечественного озонобезопасного холодильного оборудования общего и специального назначения на базе новых рядов спиральных, винтовых и центробежных компрессоров.

Разработан ряд бессальниковых спиральных компрессоров холодопроизводительностью от 2 до 60 кВт для работы на R134a в режиме кондиционирования ($t_0=5^{\circ}\text{C}$, $t_k=40^{\circ}\text{C}$) при максимальной температуре конденсации до 70°C .

Бессальниковые спиральные компрессоры для работы на R134a в режиме кондиционирования

Марка компрессора	Холодопроизводительность, кВт при $t_0=5^{\circ}\text{C}$ $t_k=40^{\circ}\text{C}$	Температура конденсации, $^{\circ}\text{C}$	Теорет.производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$	Число оборотов, об/мин	Стадия производства	Завод-изготовитель
СК2	2,0	до 70	3,3	3000		
СК4	4,0	до 70	6,5	3000		
СК8	8,0	до 70	12,0	3000	Серия	З-д «Точмаш», г. Казань
СК10	10,0	до 70	15,0	3000		
СК12	12,0	до 70	18,0	3000		
СК15	15,0	до 70	23,0	3000		
СК20	20,0	до 70	30,0	3000		
СК25	25,0	до 70	35,0	3000	Опытный образец	З-д «Точмаш», г. Казань
СК30	30,0	до 70	46,0	3000		
СК40	40,0	до 70	62,0	3000		
СК60	60,0	до 70	93,0	3000		

В настоящее время заводом «Точмаш» (Казань) в рамках этого ряда уже выпускается серийно спиральный компрессор СК8, разработчиком которого является ЗАО НИИТурбокомпрессор (Казань).

Специалистами нашей компании из этого ряда разработан спиральный компрессор СК25, который при работе на R22 имеет следующие технические характеристики.

Технические характеристики спирального компрессора СК16-2-0

Холодопроизводительность при $t_0=15^{\circ}\text{C}$ $t_k=30^{\circ}\text{C}$, кВт	16
Хладагент	
Мощность электродвигателя, кВт	7
Габаритные размеры, мм	734x273
Масса, кг	100
Число оборотов, об/мин	3000

Разработан ряд бессальниковых винтовых компрессоров серии ВВ для работы на R134a в диапазоне температур кипения $-15 \dots +10^{\circ}\text{C}$.

Технические характеристики винтовых бессальниковых компрессоров типа ВВ

Марка компрессора	Наружный диаметр роторов, мм	Относительный диаметр	Производительность, м ³ /ч	Z1/Z2	N, кВт	Стадия производства	Завод-изготовитель
ВВ12	90/85,9	1,0	56	5/7	5,5...15	*	ОАО «Румо» г. Н.Новгород
ВВ15	90/85,9	1,1	60	5/7	6-16	*	ОАО «Румо» г. Н.Новгород
ВВ30	115/108	1,0	118	5/7	11,3-32	Опытная партия	ОАО «Румо» г. Н.Новгород
ВВ40	125/125	1,0	164	4/6	16-44	*	ОАО «Машзавод г. Чита
ВВ50	125/125	1,15	180	4/6	18-48	*	ОАО «Машзавод г. Чита
ВВ80	141/133	1,24	280	4/6	30-65	*	ОАО «Машзавод г. Чита
ВВ140	160/160	1,533	505	4/6	50-135	Опытная партия	ОАО «Румо» г. Н.Новгород
ВВ160	170/161	1,46	585	4/6	57-160	*	ОАО «Машзавод г. Чита

*Примечание: * Разработка и изготовление под заказ*

Возможно исполнение компрессоров для работы на хладагентах R22 и R142b.

Технические характеристики бессальникового винтового компрессора ВВ30-11-1

Холодопроизводительность при $t_0=5^{\circ}\text{C}$ $t_k=60^{\circ}\text{C}$, кВт	25
Потребляемая эл.мощность компрессора, кВт	14,9

*Технические характеристики бессальникового винтового компрессора ВБ50
(модификация ВБ50-2-3 для работы на R22)*

Холодопроизводительность при $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$ $t_k = 40^{\circ}\text{C}$, кВт

51

Потребляемая эл.мощность компрессора, кВт

25

Предложен к разработке ряд центробежных турбохолодильных машин для холодопроизводительностей 20...60 кВт и 100...630 кВт с компрессорами, имеющими встроенный высокочастотный электродвигатель с регулируемой частотой вращения и ротор, вращающийся в газодинамических подшипниках в среде хладагента. Эта разработка является уникальной в ряду озонобезопасного холодильного оборудования и не имеет аналогов в практике холодильного машиностроения.

Технические характеристики турбокомпрессора

Холодопроизводительность при $t_0 = 2^{\circ}\text{C}$ $t_k = 40^{\circ}\text{C}$, кВт

32

Мощность электродвигателя, кВт

Заводами холодильного машиностроения по разработкам ОАО «ВНИИХОЛОДМАШ-ХОЛДИНГ» выпускается гамма винтовых компрессорных агрегатов в сальниковом и бессальниковом исполнении в диапазоне 25...3200 кВт, работающих на аммиаке, пропане, R22, и R134a в высоко-, -средне и низкотемпературном режимах. В ряде конструкций применен новый эффективный профиль роторов, предложенный специалистами нашей компании.

*Технические характеристики винтовых компрессорных агрегатов
разработки ОАО «ВНИИХОЛОДМАШ-ХОЛДИНГ»*

Марка агрегата (машины)	Марка винтового компрессора (агрегата)	Наружный диаметр роторов	Хладагент	Стадия производства	Завод-изготовитель
1	2	3	4	4	6
AB25-7-2	BX25	90/85,9	аммиак	ТЗ	ОАО «Орелтекмаш»
AB25-2-2	BX25	90/85,9	R22	*	ОАО «Румо», Н.Новгород
A25-2-3	BX25	90/85,9	R22	*	ОАО «Румо», Н.Новгород
A25-2-5	BX25	90/85,9	R22	*	ОАО «Румо», Н.Новгород
УХМ-1	ВБ30-11-1	90/85,9	R134a	Оп.партия	ОАО «ВНИИхолодмаш-Холдинг»
22A50-2-3С	ВБ50	115/108	R22	Серия	ОАО «Машзавод», г. Чита
21AK50-2-1	24ВБ50-2-1	100	R22	Серия	ОАО «Машзавод», г. Чита
1	2	3	4	5	6

21AK50-2-5	24BБ50-2-5	100	R22	Серия	ОАО «Машзавод», г. Чита
21A50-2-5	24BБ50-2-5	100	R22	Серия	ОАО «Машзавод», г. Чита
(21МББ50-2-3)	24BБ50-2-5	100	R22	Серия	ОАО «Машзавод», г. Чита
(21МКБ50-2-2)	24BБ50-2-5	100	R22	Серия	ОАО «Машзавод», г. Чита
21A50 -7-3	21ВХ50-7-5	100	аммиак	Серия	АООТ Моск.з-д «Компрессор»
21A50 -2-3	21ВХ50-2-3	100	R22	Оп.партия	АООТ Моск.з-д «Компрессор»
21AK100-2-1	21BБ100-2-1	125	R22	Серия	ОАО «Машзавод», г. Чита
21AK100-2-5	21BБ100-2-5	125	R22	Серия	ОАО «Машзавод», г. Чита
A120-2-1C	BX120	141/133	R22	Оп образ.	ОАО «Румо», Н.Новгород
21A130-7-1 (3)	21ВХ130-7-1(3)	120/117	аммиак	Серия	АООТ Моск.з-д «Компрессор»
21AH50 -7-7	21ВХ130-7-7	120/117	аммиак	Серия	АООТ Моск.з-д «Компрессор»
21A300 -7-3	21ВХ300-7-3	250	аммиак	Серия	ОАО «Пензкомпрессормаш»
21АД300-7-5	21A800-7-7 21A300-7-3	250	аммиак	Серия	ОАО «Пензкомпрессормаш»
21A600-7-3	21ВХ300-7-3	250	аммиак	Серия	ОАО «Пензкомпрессормаш»
21A630-2-3	21ВХ300-7-3	250	R22	Серия	ОАО «Пензкомпрессормаш»
21A630-02-2	21ВХ300-7-3	250	R22	Серия	ОАО «Пензкомпрессормаш»
21A800-7-1(3)	BX800-7-1 (3)	250	аммиак	Серия	ОАО «Пензкомпрессормаш»
21A800-7-7	BX800-7-7	250	аммиак	Серия	ОАО «Пензкомпрессормаш»
23АД600-7-5	21A1600-7-7 21A600-7-3	250	аммиак	Серия	ОАО «Пензкомпрессормаш»
АГК17/21-02	BX800-7-5	250	пропан	Серия	ОАО «Пензкомпрессормаш»
22A1600-7-1	BX1400-7-1	315	аммиак	Серия	ОАО «Пензкомпрессормаш»
21A1600-7-1(3)	BX1600-7-1(3)	315	аммиак	Серия	ОАО «Пензкомпрессормаш»
21A1600-7-7	BX1600-7-7	315	аммиак	Серия	ОАО «Пензкомпрессормаш»
21ВХ3200-7-2	21ВХ3200-7-2	315	аммиак	Серия	ОАО «Пензкомпрессормаш»
* Разработка и изготовление под заказ					

Характерные особенности компрессорных агрегатов А25-2-3 и А25-2-5 - сальниковое горизонтальное исполнение компрессора, возможность работы и на фреонах, и на аммиаке, отсутствие масляного насоса и золотникового регулятора производительности, разгруженный пуск компрессора. Масло охлаждается жидким агентом, отбираемым после конденсатора. В агрегате А25-2-5 использована экономайзерная схема, позволяющая увеличить холодильный коэффициент.

В компрессорно-конденсаторных агрегатах АВ25-2-2 и АВ25-7-2, созданных на базе компрессорных агрегатов типа А25, применен воздушный конденсатор.

Компрессорные агрегаты 22А50-2-3С и А120-2-1С - бесальниковые, со встроенным электродвигателем, с масляным насосом, золотниковым регулятором

производительности и водяным маслоохладителем. Агрегаты полностью автоматизированы.

*Технические характеристики агрегата винтового
компрессорного A120-2-1C
(на базе винтового компрессора BX120)*

Холодопроизводительность при $t_0 = -2^\circ\text{C}$ $t_k = 35^\circ\text{C}$, кВт
200,8

Потребляемая эл.мощность компрессора, кВт
55,6

Хладагент

На базе нового поколения винтовых компрессоров разработки ОАО «ВНИИХОЛОДМАШ-ХОЛДИНГ» были созданы теплонасосные агрегаты.

*Технические характеристики теплонасосных агрегатов
на базе винтовых компрессоров нового поколения*

Марка компрессорного агрегата (машины)	Марка винтового компрессора (агрегата)	Производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$	Хладагент	Стадия производства	Завод-изготовитель
АТН130	21ВХ130-7	321	R134a	Раб. документация	ОАО «Румо» г. Н.Новгород
АТ360-4-ОШ	ВТ360-4-0 (1)	1088	R142b	Серия	ОАО «Пензкомпрессормаш»
21АТ550-4	22ВХ800-02-3	1812	R142b	Серия	ОАО «Пензкомпрессормаш»
АТ1100-4-0 (1)	22ВХ1600-02-3	3529	R142b	Серия	ОАО «Пензкомпрессормаш»

Совместно с ОАО «Пензкомпрессормаш» проведена модернизация воздушных компрессорных станций и создан ряд воздушных маслозаполненных винтовых компрессоров производительностью от 4 до 40 $\text{м}^3/\text{ч}$ на избыточное давление нагнетания от 0,7 до 0,9 Мпа.

Ряд воздушных маслозаполненных винтовых компрессоров

Марка	Наружный диаметр винтов, мм	Относительная длина	Производительность, $\text{м}^3/\text{мин}$	Мощность электродвигателя, кВт	Число зубьев зацепления винтов
1ВВ-40/9	300/286	1,30	40	250	4/6
1ВВ-34/9	300/286	1,10	34	200	4/6
1ВВ-30/9	240/230	1,92	30	200	4/6
1ВВ-27/9	240/230	1,15	27	200	4/6
1ВВ-20/9	240/230	1,31	20	132	4/6
1ВВ- 9/9	170/161	1,68	8,3	55	4/6
ВКВ- 7/10	170/161	1,68	7,0	55	4/6
ПВ - 4/7	170/161	1,25	4,0	33	4/6

Нашей компанией на базе представленных винтовых и центробежных холодильных компрессоров разрабатываются новые холодильные машины и установки.

На базе винтового компрессора ВБ30 разработана холодильная установка, встраиваемая в контейнеры для поддержания нормальной работы различного вида телерадиоаппаратуры, которая состоит из двух блоков - блока испарительно-конденсаторного (БИК) и блока охлаждающего воздушного (БОВ).

*Технические характеристики установки
для встраивания в контейнеры*

Холодопроизводительность при $t_0=8^{\circ}\text{C}$, $t_k=62^{\circ}\text{C}$, $t_{o.c.}=50^{\circ}\text{C}$

кВт 26

Хладагент

R134a

На базе винтового компрессора ВБ50 создана холодильная установка для систем кондиционирования. Установка обеспечивает подачу потребителю воды для кондиционирования воздуха в количестве $9,5 \dots 12,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ при температуре $6 \dots 9^{\circ}\text{C}$.

На базе винтового компрессорного агрегата А120-2-1С разработана машина для жидких охлаждаемых сред с охлаждением конденсатора жидкой охлаждающей средой СМКТ165.

*Технические характеристики машины холодильной
СМКТ165*

Холодопроизводительность
при номинальном режиме, кВт (ккал/ч)
190 (165)

Номинальный режим:

- температура охлаждаемой среды на выходе из
машины, $^{\circ}\text{C}$ 7

Современное холодильное оборудование, и в первую очередь компрессоры, требуют нового подхода к системам автоматизированного контроля и управления. Учитывая это, специалисты ОАО «ВНИИХОЛОДМАШ-ХОЛДИНГ» перешли на самостоятельную разработку и изготовление многофункциональных систем управления, отладка и испытания которого проводятся в составе различного холодильного оборудования на стендах компании. Компания располагает необходимыми лицензиями, которые позволяют ей работать на рынке производителей холодильного оборудования.

УДК 632.680

СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ КОМПРЕССОРОСТРОЕНИЯ В УКРАИНЕ

Жарков П.Е., академик, д-р техн. наук УТЛ

Концерн «Укрросметалл», г. Сумы

Компрессоростроение в Украине представляет собой достаточно развитую отрасль промышленности и на настоящий момент производит широкую гамму компрессорного оборудования практически для всех отраслей экономики страны.

По официальной статистике Госстандарта Украины 78 предприятия различной отраслевой принадлежности, форм собственности имеют зарегистрированные ТУ (технические условия) на производство той или иной компрессорной техники.

Реально на сегодняшний день представлены на рынке производства компрессорного оборудования не более полутора десятка.

Назову крупнейшие из них.

Это:

- всем известное ОАО «СМ НПО им. М.В. Фрунзе»
- ОАО «НПАО ВНИИкомпрессормаш»
- СНПП «Технокомпрессормаш»
- ОАО «Полтавский турбомеханический завод», входящие в состав концерна «Укрросметалл»
- ОАО «Мелитопольский компрессорный завод» (Мелком)
- ОАО «Мелитопольский завод холодильного машиностроения» («Рефма»)
- ОАО «Луганский машиностроительный завод им. Пархоменко»
- ОАО «Адвис» (г. Хмельницкий)
- Дергачевский завод турбокомпрессоров (Харьковская область)
- ОАО «Сумсельмаш» (г. Сумы)
- ОАО «Сумыгазмаш» (г. Сумы)
- ООО «Пневматика» (г. Антрацит, Луганской области) и другие

На предприятиях Украины, специализирующихся на выпуске компрессорного оборудования, в общей сложности занято около 45 тыс. работающих.

Центробежные течения возникшие в 90-е годы в Союзе, парад суверенитетов, разобщенность и обособленность государств бывших республик Союза ССР, экономический кризис - всё это не могло не отразиться и на отрасли компрессоростроения в Украине, что, естественно, привело к снижению объёмов производства, потере внутреннего и внешнего рынков компрессоров.

Несмотря на глобальные экономические трудности, уже в первые годы существования суверенного государства принимались меры по поддержке отрасли. Поскольку заказы на высокопроизводительные установки для Украины прекратились из-за кризиса в экономике, начался некоторый рост спроса на малые установки для пищевой и перерабатывающей промышленности, для газосварочных

наполнительных станций, для шахт и карьеров. Началось техническое перевооружение выстоявших и приватизированных предприятий, переход на энергосберегающие технологии, прежде всего при получении сжатого воздуха и др.

Оказалось, что такое оборудование в Украине не изготавливается или обеспечивается лишь частично, а некоторые типы компрессорного оборудования не освоены вовсе, например, винтовые компрессоры, низконапорные газо- и воздуходувки и др.

В 1992 году Министром машиностроения, военно-промышленного комплекса и конверсии Антоновым В.И. была утверждена «Целевая комплексная программа обеспечения современным оборудованием потребностей нефтяной и химической промышленности», направленная на организацию производства основных базовых моделей компрессоров и вакуум-насосов в Украине и ликвидации монополизма изготовителей из стран СНГ и Балтии.

Координацию работ по реализации программы возглавили заместитель министра Лящев В.Н., в последствии директор департамента тяжелого машиностроения Ткаченко В.А.

В это же время были определены головные и базовые организации по видам компрессорного оборудования.

Головной научно-технической организацией по компрессоростроению был назначен ВНИИкомпрессормаш, а головной научно-технической организацией по оборудованию для транспорта газа НПО им. Фрунзе.

Не останавливаясь подробно на номенклатуре компрессорного оборудования выпускаемого СМНПО им. Фрунзе (все аспекты деятельности этого предприятия будут освещены в отдельном докладе), скажу лишь, что это предприятие, одно из немногих, не только сохранило свой профиль, если хотите, свой стиль и имидж в компрессоростроении, но и постоянно расширяет и совершенствует свой спектр товаров, работ и услуг в этой отрасли.

В процессе становления, как головной организации Украины по компрессоростроению ОАО «НПАО ВНИИкомпрессормаш», кроме разработки образцов новой техники» разработки и гармонизации ДСТУ «Державних стандартів України», метрологического обеспечения, разработки новых технологических процессов, трансформируется в производителя серий компрессорного оборудования, входит в состав концерна «Укрросметалл», который становится крупнейшим отраслевым объединением по производству компрессоров.

За эти годы были освоены и поставлены на производство:

- поршневые воздушные и газовые компрессорные установки общего назначения производительностью до 20 м³/мин;
- поршневые компрессорные станции специального назначения давлением до 250 кгс/см², мощностью до 850 кВт;
- компрессоры водокольцевые производительностью до 25 м³/мин;
- вакуум насосы производительностью до 50 м³/мин.

В 2000 г. ОАО «НПАО ВНИИкомпрессормаш» впервые в Украине освоил выпуск типоразмерных рядов винтовых маслозаполненных воздушных компрессоров общего назначения давлением до 10 кг/см² производительностью до 100 м³/мин. Основные потребители: угольная промышленность, карьеры, железнодорожный транспорт, компрессорные станции промышленных предприятий различных отраслей:

- передвижные компрессорные воздушные станции для угольных шахт производительностью до 20 м³/мин, давлением до 7 кгс/см²;
- стационарные компрессорные установки производительностью до 100 м³/мин общего и специального назначения;
- винтовые компрессорные установки специального назначения для сжатия газов и газовых смесей.

Освоен выпуск «сухих» (безмаслянных) винтовых компрессорных установок для химической, пищевой и др. отраслей народного хозяйства, где для технологических

нужд необходим сжатый воздух, свободный от масла, например для изготовления пластиковой пищевой тары и т.п.

Освоен выпуск двухступенчатых винтовых воздушных установок специального назначения, позволяющих получить давление нагнетания до 36 кгс/см².

В кооперации с фирмой «Робуши» (Италия) освоен выпуск оборудования нового поколения—роторных компрессоров (воздухо- и газодувки) типа ВР и ГР, не имеющих аналогов в СНГ по технико-экономическим показателям, надёжным в эксплуатации. Агрегаты позволяют получить избыточное давление до 1 кгс/см² или создать вакуум до 0,5 кгс/см², обеспечивая при этом расход от 0,5 до 250 м³/мин.

Всё вышеперечисленное оборудование относится к серийной продукции, спрос на которую возрастает по мере укрепления экономики страны. Однако рынок сбыта компрессоров в Украине всё же ограничен, тем более, что на рынке работают такие мощные зарубежные компании как «Атлас Копко», «Гарднер Денвер» и др. Концерн планомерно работает над расширением рынка сбыта за пределами Украины.

Вторым важным направлением работ концерна является разработка и постановка специальных компрессорных станций различного назначения, спрос на которые появился в последние годы. Для испытания и освоения нефтяных и газовых скважин, а также использование при строительстве трубопроводов в нефтяной и газовой промышленности разработаны:

- передвижная компрессорная станция СД-12/250 производительностью 12 м³/мин, конечным давлением до 250 кгс/см², созданная на базе 2W-поршневого компрессора и приводного дизеля воздушного охлаждения;
- передвижная компрессорная станция НД-24/120 производительностью 24 м³/мин, давлением до 120 кгс/см².

Основными потребителями этих станций являются предприятия нефтегазового комплекса Украины и России. В связи с запрещением использования воздуха для ремонта и испытаний газопроводов появилась необходимость в передвижных станциях для получения из атмосферного воздуха инертной газовой смеси на основе азота. ВНИИкомпрессормашем разработана передвижная станция НД-20/33. Станция выполнена на базе двухступенчатого маслозаполненного винтового компрессорного блока производительностью 20 м³/мин, давлением 33 кгс/см² и приводного дизеля жидкостного охлаждения мощностью 250 кВт. Газоразделительный блок был поставлен ЗАО «Газораспределительные системы» (Россия). Блок создан на базе передовых мембранных технологий.

Особое место в номенклатуре продукции ВНИИкомпрессормаша занимают крупные передвижные азотные компрессорные станции с мембранным разделительным блоком АМВП-15/0,7СУ1. Производительность станций по азоту 15 м³/мин, давление нагнетания 7 кгс/см², концентрация азота - до 97%. Применён винтовой компрессор сухого сжатия. В качестве привода использован электродвигатель.

После успешного применения станции в конце 2003г., для тушения подземного пожара на одной из шахт ДП «Ровенькиантрацит», были изготовлены ещё 3 модернизированные станции, которые использовались для тушения более обширного пожара на шахте «Красолиманская» в августе этого года.

Принята программа по созданию гаммы азотных станций для различного применения, в т.ч. в пищевой промышленности, для зерно- и овощехранилищ и др., которые находятся в разной стадии разработки.

В Украине не производились и не производятся крупные стационарные центробежные компрессоры (кроме специализации ОАО «СМНПО им. М.В. Фрунзе»).

Турбокомпрессорное оборудование относится к числу сложной и дорогостоящей техники. Стоимость комплектных центробежных компрессорных машин на мировом рынке, например, для химических и нефтехимических предприятий, составляет 2...6 и более млн. долл. Стоимость основной запасной части - ротора- достигает 350 тыс.

долл. В последние десятилетия в Украине и странах СНГ из-за нехватки средств крупные турбокомпрессоры практически не покупаются. Поэтому предприятия заказывают в основном ремонт узлов и деталей, которые не могут выполнить своими силами, прежде всего многоступенчатых роторов турбокомпрессоров.

ОАО «НПАО ВНИИкомпрессормашем» выполнен ремонт многих десятков роторов центробежных компрессоров различных производителей, преимущественно зарубежных фирм.

Опыт ВНИИкомпрессормаш свидетельствует, что огромный парк компрессорных машин, эксплуатируемых на химических комбинатах и нефтеперерабатывающих заводах и установленных еще в 1960-1970 гг., уже в значительной мере выработал свой ресурс. Растут потери на вынужденные простои, затраты на ремонт, ухудшается техническое состояние компрессоров, увеличиваются удельные затраты на сжатие газов. Всё более остро становится вопрос о реновации компрессорного оборудования.

В течение последних лет ВНИИкомпрессормаш разработал ряд низконапорных нагнетателей (роторных компрессоров) для сжатия воздуха и неагрессивных газов для изготовления их на Ужгородском ППП «Турбогаз». Так, агрегат АЦ100/1Д2 с прямым приводом (производительность 100 м³/мин, повышение давления 0,012 МПа, мощность электродвигателя 30 кВт) предназначен для мукомольных заводов, элеваторов, пневмотранспорта, а также для использования в качестве дутьевой машины для дымососа в котельных.

Совместно с ОАО «ПТМЗ» разработаны и выполнены мероприятия по освоению выпуска на ОАО «ПТМЗ» основных деталей и узлов для центробежных компрессоров — первый шаг в освоении выпуска турбокомпрессорных машин в концерне «Укрросметалл». Освоено производство сварных рабочих колес, роторов, подшипников и уплотнений. Ведется подготовка к выпуску многоступенчатых воздухо- и газодувок. Совместно с итальянским отделением фирмы «Ingersoll-Rand» осваивается выпуск центробежных многовальных компрессоров.

Концерн «Укрросметалл» уверенно занимает лидирующее положение в Украине, его деятельность получают высокую оценку и поддержку правительства.

ОАО «Полтавский турбомеханический завод» является крупнейшим в СНГ производителем поршневых воздушных компрессоров и на их базе компрессорных станций и установок различного назначения, среди которых:

- передвижные и переносные поршневые компрессорные установки типоразмерного ряда ПКС производительностью 1,75; 3,5; 5,25; 7; 10,5 м³/мин, давлением нагнетания 7 кгс/см².

- передвижные поршневые компрессорные установки с автономным дизельным приводом типоразмерного ряда ПКСД производительностью 1,75; 3,5; 5,25 м³/мин, давлением нагнетания 7 кгс/см²; производительностью 1,4; 1,6 м³/мин, давлением нагнетания 16 и 25 кгс/см².

- типоразмерный ряд ЭПКУ стационарных и передвижных поршневых компрессорных установок с электроприводом производительностью 0,06; 0,2; 0,5; 0,8; 1; 1,7; 3,5; 5,25 м³/мин. Рабочее давление от 4 до 10 кгс/см².

- стационарные поршневые компрессорные установки типоразмерных рядов КУ и 4 ВУ 0,5 производительностью 1,4; 1,5; 2,2 м³/мин давлением нагнетания 7 кгс/см², 16 кгс/см², 25 кгс/см². Предназначены для использования в составе установок пневматической подачи цементно-песчаных растворов и бетона, производства ПЭТ тары, общепромышленных целей.

- электрокомпрессоры тормозных систем транспортных средств типоразмерного ряда ЭКВО производительностью 0,3 и 0,8 м³/мин, давлением нагнетания 9 кгс/см.

- кроме воздушных производятся специальные поршневые газовые компрессорные установки с приводом компрессора от электродвигателя типоразмерных рядов ГШ 1-4; 2 ГУ 0,5; 3 ГШ 1,6 на различные давления нагнетания для сжатия азота, углекислого газа, метана, пропана-бутана.

Предназначены для использования на предприятиях нефтехимии, энергетики, автомобильных заправочных станциях, кустовых базах сжиженного газа, газораспределительных и газонаполненных станциях, также улавливания паров бензина и нефти на НПЗ и терминалах хранения и перелива нефтепродуктов.

Освоен выпуск винтовых компрессорных установок 1,5; 2,0 и 5 м³/мин передвижных станций производительностью 4,5; 6,0; 9,0 и 10,0 м³/мин.

Мелитопольский компрессорный завод—известный традиционный производитель малых компрессоров:

- поршневые передвижные воздушные установки низкого давления серии 2 ВУ общего назначения производительностью от 0,17 до 2 м³/мин, давлением от 3-6,3 кгс/см².

- поршневые воздушные компрессоры высокого давления (25 кгс/см²) производительностью 2,5 м³/мин.

- Судовые компрессоры (для пуска дизелей, водолазных работ и др.) производительностью 1,33-2 л/мин по воздуху, давлением нагнетания 150-200 кгс/см².

- газодувки ротационные производительностью 1,44-3,6 м³/мин и насосы вакуумные 500-1500 л/с типа Руте.

- Компрессоры шестеренчатые для создания напора (до 80 кПа) или вакуума (до 45кПа) производительностью от 0,4 до 22,8 м³/мин.

Завод пережил некоторые трудности в связи с сокращением заказов со стороны традиционного потребителя — судостроителей и судоремонтной промышленности» военно-морского флота. В результате завод прекратил производство ряда позиций компрессоров, в частности, мембранных компрессоров. Освоен выпуск ротационных компрессоров для автоцементовозов, транспорта сыпучих веществ, газоразрядных станций для зарядки бортовых систем медицинским кислородом, специальным азотом или воздухом.

В планах завода освоение следующей продукции:

- установки для заправки баллонов дыхательным воздухом для спасателей, пожарных, водолазов;

- мобильные установки для испытания сетевых газо- и нефтепроводов;

- безмасляные компрессоры для сжатия газа.

На настоящее время имеется ряд заводов, которые освоили выпуск компрессоров по принципу специализации. Среди них:

Лебединский завод «Темп» (Сумская обл.) освоил серийный выпуск водокольцевых вакуум насосов производительностью 1,5 м³/мин для доильных установок.

Завод «Сумсельмаш» (г. Сумы) производит водокольцевые вакуум-насосы производительностью 12 м³/мин для дегазации буровых растворов;

Корсунь-Шевченковскому механическому заводу передано производство водокольцевых вакуум-насосов производительностью 6 м³/мин;

Херсонский электро-механический завод выпускает водокольцевые вакуум-насосы производительностью 1,5-3 м³/мин для сельского хозяйства.

Луганский машиностроительный завод им. Пархоменко освоил выпуск и, совместно с ОАО «НПАО ВНИИкомпрессормаш», провел модернизацию многоступенчатых воздуходувок производительностью 50...200 м³/мин на давление нагнетания 1,4...1,8 кгс/см².

Завод ООО «Пневматика», г. Антрацит, в 2002 г. приступил к изготовлению винтовых масляных компрессоров для угольной промышленности в кооперации с заводом им. М.В. Фрунзе (ЗИФ), г. Санкт-Петербург.

Некоторые заводы, выпускающие специальное компрессорное оборудование, например:

Дергачевский завод турбокомпрессоров производит агрегаты наддува для мощных дизелей;

Хмельницкое ПО «Адвис» выпускает автомобильные, гаражные и бытовые компрессоры (0,15... 0,2 м³/мин).

Несколько слов о задачах, которые на сегодня уже актуальны и требуют решения в ближайшей перспективе:

- компримирование коксового газа.

Необходимы компрессорные установки с большим межремонтным циклом в коррозионностойком исполнении на давление до 25 кгс/см² с минутными расходами 50-70 нм³/мин

- топливный газ турбоэлектростанций и турбоприводов технологического оборудования.

Требуются бустерные компрессорные установки на давление 12,5; 25 кгс/см² с максимальным ресурсом близким к ресурсу приводной турбины.

- освоение и разработка низконапорных и маломощных газовых месторождений.

Требуются компрессорные установки мощностью до 4 МВт со степенью сжатия 10 и более.

- компримирование шахтного метана

Требуются компрессорные установки для компримирования шахтного метана сложного и переменного химического состава для давлений 8-12 кгс/см².

- получение азота прогрессивными способами для нужд азотно-туковых предприятий основной химии.

Создание азотных установок большой единичной мощности с использованием мембранных технологий получения азота высокой концентрации.

- расширение и обновление номенклатуры холодильного оборудования с использованием озонобезопасных хладагентов и масел, а также газо-плотных компрессоров.

- освоение производства высокоэффективных систем охлаждения на различные давления и среды.

Кроме того, сегодня актуализируется потребность в современных системах управления агрегатами и системами, исключая субъекта от управления оборудованием, насущной становится проблема энергосбережения, экономичности компрессорного оборудования, обеспечение удаленного мониторинга его работы у заказчика.

Вот перспективы и задачи, над которыми предстоит работать компрессоростроителям Украины.

УДК 632.680

ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В КОМПРЕССОРОСТРОЕНИИ

Кирик Г.В.; Лавренко А.М., канд.техн.наук; Карасенко В.В.

ОАО «НПАО ВНИИкомпрессормаш», г. Сумы

Около 25% всей вырабатываемой электроэнергии затрачивается на привод компрессоров, из них большая часть – на привод воздушных компрессоров. Сжатый воздух является достаточно простым и удобным для транспортирования энергоносителем, без которого сегодня не могут обойтись производственные предприятия самого разнообразного профиля деятельности. Доля затрат электроэнергии на сжатие воздуха в общем потреблении электроэнергии предприятием достигает 25-40% и является едва ли не самой большой из всех составляющих. Отсюда следует, что снижение стоимости сжатого воздуха, а следовательно, уменьшение себестоимости продукции, является задачей первостепенной важности.

В данном докладе рассматриваются вопросы энергосбережения на примере винтовых маслозаполненных компрессоров, однако предлагаемые решения и рекомендации в полной мере приемлемы и для других типов компрессоров. Все основные положения доклада основываются на опыте разработки и эксплуатации ряда винтовых маслозаполненных компрессоров НΠΑΟ «ВНИИкомпрессормаш».

Центральным вопросом является комплексный подход к проблеме энергосбережения, заключающийся в следующем. Совершенствование конструкции компрессора необходимо, но даже очень экономичный и надежный компрессор не сможет реализовать всех своих преимуществ, если он эксплуатируется не правильно. Отсюда вытекают два направления:

- повышение эффективности компрессорной установки;
- повышение эффективности эксплуатации компрессорной установки.

Повышение эффективности компрессорной установки производится за счет конструктивных мероприятий:

- применение компрессорного блока с высоким к.п.д.;
- применение эффективных комплектующих узлов (масло- и воздухоохладителей, вентиляторов, фильтров, пневмоаппаратуры);
- оснащение компрессоров эффективной системой регулирования при изменении производительности;
- оснащение системой мягкого пуска электродвигателя.

Эффективность эксплуатации может быть повышена за счет:

- правильного подбора компрессора;
- минимизации эксплуатационных затрат;
- рационального использования компрессоров с точки зрения минимизации непроизводительных потерь воздуха и др.

Ниже излагаются подходы к решению выше указанных проблем, принятые в ОАΟ «НΠΑΟ ВНИИкомпрессормаш».

ВНИИкомпрессормаш за период с 1998 по 2001 г.г. разработал типоразмерный ряд винтовых воздушных компрессорных станций и установок и освоил их серийное производство. Ряд охватывает диапазон по производительности от 2,2 до 50 м³/мин при давлении нагнетания 8-10 кгс/см². в установках применены маслозаполненные винтовые компрессоры производства фирмы GHH-Rand (Германия). Фирма является единственным производителем шлифованных винтовых пар, благодаря чему удалось создать высокоэкономичные компрессорные агрегаты.

Широкий диапазон изменения производительности каждого типоразмера обеспечивается изменением частоты вращения приводного вала за счет изменения передаточного отношения редуктора (подбором шестерен). Для каждого типоразмера существует оптимальное значение производительности и, соответственно, частоты вращения, при котором удельная потребляемая мощность минимальна. Иногда, в целях унификации, компрессоры используют в условиях несколько отличных от оптимальных. Так, например, в установках ВВ-25/8 У3 и ВВ-32/8 У3 использован один и тот же компрессор CF 180 R, оптимальный для производительности 32 м³/мин.

Достаточно много усилий и времени было затрачено на подбор комплектующих изделий для станций и установок, от характеристик которых во многом зависит эффективность и надежность агрегатов. После длительных лабораторных и эксплуатационных испытаний приняты следующие комплектующие изделия и их производители:

фильтры воздушные, масляные и масловоздушные – фирмы «MANN-HUMEL» (Германия) и «Sotras» (Италия);

элементы системы пневморегулирования, фитинги, и др. – фирма «Kamozzi» (Италия);

электродвигатели асинхронные производства г. Н. Каховка и Тирасполь;

воздухо- и маслоохладители – собственного производства;

вентиляторы – фирма «Multiwind» (Дания).

Все компрессоры оснащаются системой регулирования переводом на холостой ход.

Регулирование производится за счет дросселирования воздуха на всасывании. С этой целью на входном патрубке компрессора 1 установлен затвор дисковый 9, рабочий орган которого поворачивается посредством присоединенного пневмодвигателя 10. Номинальная производительность компрессора (25, 32 и 50 м³/мин) выставляется вручную при заводских испытаниях с помощью установленного на затворе маховика со шкалой и фиксируется контргайкой.

С сокращением потребности в сжатом воздухе начинает расти давление нагнетаемого воздуха и при достижении максимальной величины сжатый командный воздух, пройдя через влагоотделитель, воздействует на подпружиненную диафрагму регулятора производительности и сжатый воздух поступает к поворотному пневмодвигателю, давит на его поршень и затвор дисковый закрывается. Если происходит дальнейшее повышение давления нагнетания, то затвор дисковый полностью закрывается. Затвор и сам компрессор по своей конструкции не является полностью герметичным, некоторое количество воздуха продолжает поступать на всасывание и сжимается в компрессоре с обеспечением условий смазки и охлаждения.

При возобновлении потребности в сжатом воздухе давление нагнетания начинает падать и при минимальной величине регулятор производительности закрывается, уменьшается давление на поршень поворотного пневмодвигателя и дисковый затвор открывается, увеличивая производительность компрессора.

Перевод установки на режим холостого хода разгружает приводной электродвигатель, потребление электроэнергии снижается на 40-60 %.

Более выгодным было бы полное отключение привода на период работы на холостом ходу. Однако здесь следует иметь в виду, что электродвигатели допускают ограниченное количество включений в час, которое определяется минимальным временем, необходимым для температурной стабилизации обмоток после каждого пускового перегрева. Количество включений тем меньше, чем больше номинальная мощность двигателя.

Таким образом, наиболее экономичный режим работы винтового компрессора является комбинированным, т.е. складывается из сочетания повторно кратковременного режима «включение-выключение» и условно непрерывного режима с переводом на холостой ход и обратно. Очевидно, что необходимо избегать как чрезмерно долгих фаз холостого хода, так и слишком коротких остановок. Остановить компрессор или перевести на холостой ход – зависит от продолжительности этих фаз. Для оценки возможной длительности фаз и принятия решения служит определенный алгоритм, который запрограммирован в блок микропроцессорной системы управления компрессором. Алгоритм производит обработку входных сигналов от штатных датчиков, выполняет вычислительные и логические операции и формирует командные процедуры на управление установкой. Такими системами оснащены компрессоры ведущих зарубежных фирм. Подобными системами управления на базе контролера «Комконт» оснащаются установки ОАО «НПАО ВНИИкомпрессормаш».

Реализация всех приведенных подходов позволила получить технический уровень компрессорных установок, изготавливаемых на заводе ОАО «ВНИИкомпрессормаш», по своим показателям приближающимся к лучшим мировым образцам.

Второе, не менее важное, направление деятельности – работа с заказчиками по оптимизации использования винтовых компрессоров в каждом конкретном случае применения.

ОАО «НПАО ВНИИкомпрессормаш» в течении ряда лет проводит обследование воздушных компрессорных станций предприятия различных отраслей:

металлургической, транспортной, перерабатывающей, горнодобывающей, химической и др. Накопленный большой опыт и фактический материал позволяют сделать некоторые обобщения, характерны для индустрии Украины в целом.

Компрессорные станции предприятий в основном созданы еще в доперестроечные годы с большим запасом «на перспективу» и по сложившемуся в настоящее время потребностям явно избыточны.

Повсеместно можно наблюдать законсервированные неиспользуемые компрессорные установки, а иногда даже целые компрессорные цеха. Коэффициент использования компрессорного оборудования в зависимости от объемов производства находится в пределах 0,25...0,5.

Компрессорные станции оснащены, как правило, морально и физически устаревшим оборудованием, техническое состояние которого оставляет желать лучшего. Около 80% от общего количества компрессоров выработали номинальный ресурс до морального и физического износа (15-20 лет). Техническое состояние ухудшено, удельная стоимость сжатого воздуха очень высока.

Сложное компрессорное хозяйство требует больших затрат на содержание эксплуатационного и ремонтного персонала, приобретение запасных частей для компрессоров ряд из которых уже снят с производства.

Господствовавшая ранее концепция концентрации основных и вспомогательных производств привела к созданию протяженных систем воздухопроводов.

Системы снабжения сжатым воздухом предприятий выполнялись, как правило, с центральной компрессорной станцией. Некоторые потребители воздуха удалены на сотни и даже тысячи метров. В результате в трубопроводах имеют место большие гидравлические потери, конденсатные пробки, течи, и потребители испытывают нехватку воздуха, что лихорадит производство.

Системы воздухопроводов громоздки, с существенными дополнениями и изменениями проектных схем, имеют «тупиковые» и неиспользуемые участки, в которых образуется влага, а в зимнее время – обмерзание, изобилуют свищами, течами, неплотностями арматуры и др. потери воздуха намного превышают нормативные.

В подавляющем большинстве случаев не налажен современный контроль выработки и потребления сжатого воздуха, отсутствуют необходимые средства КИП и А. Баланс сжатого воздуха часто составляется формально, а в лучшем случае, ведется лишь учет вырабатываемого воздуха или потребляемой компрессорной станцией электроэнергии.

Отсутствуют какие либо системы и средства регулирования производства сжатого воздуха. Изменение подачи воздуха осуществляется лишь по давлению в нагнетательном коллекторе либо по указанию диспетчера. Приспособление компрессорной станции к изменяющемуся режиму потребления производится либо включением-выключением агрегатов, либо стравливанием избыточного воздуха в атмосферу, величина которого достигает 50% и более от производительности компрессора – самый неэффективный способ регулирования.

На ряде ведущих предприятий различных отраслей произведена или производится модернизация компрессорных станций и сетей в основном за счет вывода из эксплуатации излишних компрессоров, отключение неиспользованных участков сети и др., наводится порядок в учете выработки и расходования сжатого воздуха, уточняются нормативы потребления. К сожалению, лишь только в отдельных случаях выполняется техническое перевооружение с заменой устаревших компрессоров современными типами, внедрением системы регулирования.

Происходящее в последнее десятилетие разукрупнение предприятий, внедрение энергосберегающих технологий в том числе со снижением потребления сжатого воздуха приводит к тому, что центральные компрессорные станции с развитыми внешними системами воздухопроводов оказываются существенно недогруженными и экономически невыгодными.

Современный подход – в приближении источника сжатого воздуха к месту его потребления, т.е. создание локальных компрессорных станций и систем.

Локальные компрессорные станции максимально приближены к потребителю или группе потребителей. Локальные пневмосистемы – системы воздухообеспечения промышленного предприятия, состоящая из совокупности локальных компрессорных станций.

Идея устройства локальных компрессорных станций не нова, однако, лишь с появлением винтовых компрессоров она обрела новое звучание. Главными факторами являются преимущества винтовых компрессорных установок, мобильность, компактность и простота монтажа. Винтовые установки могут быть легко перевезены, установлены и подключены непосредственно на площадях потребителя в отдельном помещении или пристройке. При этом не требуется специальный пол или фундамент. Из коммуникаций необходимо выполнить кабельный подвод и подключить штуцер нагнетания к нагнетательному воздухопроводу. Затраты на устройство локальной станции минимальны.

При длительной эксплуатации таких станций создается большая экономия затрат за счет:

- отсутствия затрат на ремонт и содержание внешних воздухопроводов;
- отсутствие потерь на утечку воздуха во внешних воздухопроводах;
- отсутствие потерь давления во внешних воздухопроводах;
- повышение потенциальной энергии сжатого воздуха из-за отсутствия охлаждения во внешних трубопроводах.

Подитоживая все сказанное можно утверждать, что только комплексный подход к оптимизации конструкции и условий использования компрессорного оборудования позволяет достичь максимального результата в энергосбережении. Там, где нам удалось реализовать такой подход в полной мере, эксплуатационные расходы на выработку сжатого воздуха сократились в несколько раз.

УДК 632.680

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ РЯД ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК ПРОИЗВОДСТВА ОАО «ПТМЗ». НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ

Кирик Г.В., Салюк А.А.
Концерн «Укрросметалл»

Винтовые компрессоры, появившиеся в конце 30-х годов прошлого века, получили широкое распространение. Они используются в компрессорных установках для сбора и транспортировки попутного нефтяного газа, буровых станках, стационарных и передвижных компрессорных станциях общего назначения, холодильных машинах и т.п.

Винтовые компрессоры обеспечили качественный скачок в развитии компрессорных технологий. В результате появились компрессоры, обладающие такими свойствами, которые невозможно было обеспечить классическими поршневыми технологиями.

Винтовые компрессоры стремительно завоевывают рынок компрессорного оборудования в настоящее время 90% винтовых компрессоров, выпускаемых в мире, приходится на долю маслозаполненных компрессоров. Объективной причиной этого процесса является необходимость внедрения высокоэффективного, энергосберегающего оборудования, имеющего высокие показатели надежности и ремонтпригодности. В диапазоне от 5 м³/мин до 50 м³/мин маслозаполненный

винтовой компрессор в настоящее время обеспечивает самую низкую стоимость 1м^3 сжатого воздуха по сравнению с другими типами компрессоров. Следует отметить следующие преимущества винтовых компрессоров:

1. По сравнению с поршневыми:
 - высокая надежность и долговечность в связи с отсутствием клапанов и деталей, совершающих возвратно-поступательное движение;
 - равномерность подачи сжатого воздуха (отсутствие пульсаций), что исключает необходимость в воздухохраниках большого объема;
 - значительно меньшая удельная металлоемкость и габариты установки;
 - полная уравнированность роторов и, как следствие, отсутствие необходимости в тяжелых фундаментах;
 - простота конструкции и обслуживания, возможность полной автоматизации;
 - стабильность рабочих характеристик в процессе длительной эксплуатации.
2. По сравнению с центробежными:
 - отсутствие помпажных зон;
 - незначительное изменение производительности и КПД машины в широких пределах изменения степени повышения давления;
 - относительно низкие скорости вращения роторов и, как следствие, более высокая надежность;
 - возможность получения в одной ступени степени повышения давления до $\Pi=13$.
3. По сравнению с ротационно-пластинчатыми:
 - высокая надежность в связи с отсутствием деталей, имеющих трущиеся поверхности;
 - более высокие значения КПД в широком диапазоне изменения параметров компрессора;
 - более широкая область применения по давлению и производительности.

В настоящее время винтовые компрессоры выпускают более 50 фирм в 15 странах мира.

Дальнейшее совершенствование конструкции винтовых компрессоров расширяет область их применения как в сторону низких давлений (вакуум-компрессоры), так и в сторону повышения давления нагнетания. Применение в маслозаполненном компрессоре золотникового устройства для плавного регулирования производительности в пределах от 100 до 10% пропорциональным изменениям потребляемой мощности способствовало широкому внедрению винтовых компрессоров в холодильную технику. Наличие масла в рабочей полости компрессора позволяет выполнить его без шестерен связи и, благодаря герметизации зазоров, и интенсивному охлаждению газа в процессе сжатия, получить в одной ступени высокие степени повышения давления.

В маслозаполненных компрессорах, для которых характерны сравнительно невысокие окружные скорости, обычно применяют подшипники качения. Радиальные нагрузки воспринимаются роликовыми подшипниками, а осевые нагрузки – радиально-упорными шариковыми подшипниками. Наличие двух вертикальных разъемов упрощает технологию изготовления корпуса, что важно при серийном производстве.

Наиболее ответственным направлением совершенствования винтового компрессора является выбор и оптимизация профилей зубьев роторов. Поэтому анализ различных профилей с целью определения лучшего, обеспечивающего наиболее высокие энергетические показатели компрессора является важной задачей. Экспериментальное определение такого профиля практически невозможно в связи с трудностями изготовления большого количества сопряженных роторов с различными профилями.

Начало современной практики профилирования и изготовления винтового компрессора в массовом масштабе было положено в конце 70-х годов прошлого века

после того, как шведская компания SRM освоила профили "А", а позднее т. н. "Д" профили (асимметричные), которые при соблюдении требований основной теоремы зацепления и условия неразрывности линии контакта обеспечили требуемую

конфигурацию щелей и позволили получить высокие энергетические и массогабаритные показатели компрессорной машины.

В целом разработанные асимметричные профили роторов позволили уменьшить профили треугольной щели в 8-20 раз по сравнению с круговыми или эллиптическими профилями; сократить площадь щели по линии контакта между роторами на 7-5% и как следствие в среднем внутренний адиабатический КПД вырос на 5-7 %.

Большая часть винтовых компрессоров все еще выпускается в конфигурации 4/6 (четыре зуба ведущего ротора и шесть впадин у ведомого ротора). Оба ротора имеют один и тот же наружный диаметр. Эта конфигурация имеет хорошие характеристики при применении в маслозаполненных компрессорах. Также все более популярными становятся другие конфигурации, также как 5/6 и 5/7, и с недавнего времени 4/5 и 3/5. Пять зубьев в ведущем роторе предпочтительны в компрессорах с относительно высокой степенью сжатия. Конфигурация 4/5 оказалась наилучшей в маслозаполненных компрессорах при умеренных отношениях давлений, а конфигурация 3/5 в сухих компрессорах. Роторы с конфигурацией 4/5 обладают рядом благоприятных особенностей, таких как большой рабочий объем, короткая линия сжатия и небольшая площадь всасывающего окна. Низкий крутящий момент, ведомого ротора и контакт роторов по эвольвенте обуславливают незначительное напряжение на поверхности роторов. Поперечное сечение стенок впадин ведомого ротора позволяет прикладывать значительные усилия резания при их изготовлении фрезированием;

Главным фактором, определяющим эксплуатационные характеристики всех винтовых компрессоров, является конструкция роторов. Несмотря на то, что современные профили являются необходимым условием для эффективной работы винтовых компрессоров, все другие комплектующие должны проектироваться таким образом, чтобы улучшать характеристики, если цель заключается в том, чтобы в полной мере использовать все возможности компрессора. Так необходимо подобрать оптимальные зазоры между роторами и корпусом. Это в свою очередь требует применение качественных шарикоподшипников. В винтовом компрессоре, который работает при больших разностях давлений, возникают значительные нагрузки, обуславленные с осевыми и радиальными силами, которые передаются на корпус подшипниками. Для малых и средних винтовых компрессоров обычно выбирают подшипники качения. На стороне нагнетания валы роторов снабжают двумя подшипниками для восприятия радиальных и осевых нагрузок. Кроме того расстояние между осями роторов в значительной мере определяется размером подшипников и величиной радиального биения внутреннего кольца шарикоподшипника.

Вторым фактором по степени влияния на эксплуатационные характеристики винтового компрессора является выбор оптимального количественного расхода масла через компрессор.

Одно и то же масло используется и для уплотнения камеры сжатия и для смазки подшипников, однако подвод масла к подшипникам производят отдельно для снижения потерь трения в подшипниках. Масло впрыскивают в камеру сжатия компрессора в том месте, где как показывают термодинамические расчеты, температура всасываемого воздуха и масла совпадают. Это место определяют на геликоиде ротора, причем точку впрыска располагают таким образом, чтобы масло поступало по касательной к кромке ведомого ротора с целью снижения потерь кинетической энергии масляной струи.

Впрыск капельной жидкости в газообразную среду в процессе сжатия приводит к образованию бинарных гетерогенных смесей. Картину, происходящего при этом в

компрессоре, можно представить себе следующим образом. Впрыск капельной жидкости в винтовой компрессор приводит к загромождению щелей жидкостью или уменьшению диапазона изменения температуры винтов и корпуса, что позволяет уменьшить зазоры в машине. Эффективное сечение щелей уменьшается. Это в свою очередь вызывает уменьшение количества утечек газа и снижение его температуры, что способствует улучшению наполнения всасывающих полостей свежим газом.

Все это приводит к увеличению коэффициента подачи и снижению потребляемой мощности.

Однако при больших количествах смазывающего масла, когда значительная часть его проталкивается винтами через компрессор, удельная мощность может увеличиться.

Особенностью конструкции компрессорных установок с маслозаполненными винтовыми компрессорами является развитая масляная система, обеспечивающая подачу масла на впрыск в корпус компрессора и отделение его от сжатого воздуха по стороне нагнетания.

Маслозаполненные винтовые компрессоры только в том случае позволяют реализовать свои преимущества, если имеют надежную систему маслоотделения.

А лишь в редких случаях потребителю требуется сжатый газ, содержащий незначительное количество масла. Для большинства потребителей компрессорной техники масло является вредной примесью, а требование потребителя к чистоте сжатого воздуха является одним из важнейших факторов при выборе компрессорной техники.

Немаловажное значение имеют требования по ограничению металлоемкости и габаритных размеров компрессорной установки. В связи с этим возникает необходимость создания унифицированных конструкций маслоотделителей, включая фильтры тонкой очистки.

На нагнетании маслозаполненного винтового компрессора сжатый газ содержит в себе большое количество масла – до 20 г/м^3 . Большая часть масла выбрасывается вместе с газом в виде струй и крупных капель, которые отделяются в первой ступени маслоотделителя гравитационного или инерционного типа. Оставшаяся же часть масла от 0,5 до 3% высокодиспергирована (от 0,5 до 20 мкм) и ее отделение представляет значительную трудность.

В общем случае существующие способы очистки сжатого воздуха от масла предусматривают:

- грубую очистку – очистку от капельного масла;
- тонкую очистку – очистку от мелко и крупнодисперсионных аэрозолей масла;
- супертонкую очистку (осушку) – очистку от паров масла.

По фракционному составу и способу улавливания масла газовоздушные смеси можно разделить на следующие группы:

- **первая группа:** паровая аэрозоль (частицы размером от 0,01 мкм) улавливается, в основном, методом осушки при помощи охлаждения или адсорбции;
- **вторая группа:** тонкодисперсная аэрозоль (частицы размером от 0,01 до 10 мкм; улавливается волокнистыми (реже пористыми) фильтрами под действием механизма коагуляции;
- **третья группа:** капельная аэрозоль (частицы размером от 10 до 50 мкм); достаточно эффективно улавливается с помощью действия центробежных и инерционных сил;
- **четвертая группа:** капельная аэрозоль (частицы размером более 50 мкм); улавливается под действием гравитационных сил.

В современных винтовых маслозаполненных компрессорных установках используются волокнистые фильтроэлементы.

Лучшие образцы волокнистых фильтров способны обеспечивать практически полное удаление мелкодисперсной аэрозоли масла из сжатого газа, достигая эффективности 99,99% при перепадах давления не более 0,2 кгс/см².

Технические требования, предъявляемые к системам фильтрации, определяются требованиями потребителя сжатого воздуха и техническими возможностями изготовителей фильтрующих элементов. Можно отметить ряд общих, типичных требований:

- системы фильтрации должны обеспечить необходимую эффективность и расход;
- иметь достаточно продолжительный срок службы без замены фильтрующих элементов;
- должны быть надежны в работе;
- не вносить загрязнений в поток газа;
- иметь небольшое сопротивление;
- иметь устройство для удаления отделенного масла;
- просты в обслуживании, компактны и дешевы.

Эффективность очистки воздуха элементами с волокнистым фильтрующим слоем зависит от толщины волокон, плотности и равномерности фильтрующего слоя, глубины слоя, материала волокон, скорости движения воздуха, размера частиц аэрозоля, чистоты масла.

Конструкции инерционных частей маслоотделителей отличаются большим разнообразием. Наиболее перспективна вертикальная компоновка, которая предоставляет большие возможности для размещения фильтрующих элементов, в первую очередь, позволяя сократить габариты и вес маслоотделителя.

Эффективность работы винтовых компрессоров на переменных режимах во многом зависит от экономичности способа регулирования производительности.

Известно, что лишь около 70% всего рабочего времени компрессор работает при полной нагрузке. Отсюда очевидная возможность решения задачи в направлении повышения экономичности регулирования.

Существуют следующие способы регулирования производительности:

- 1 Пуск и останов компрессора
- 2 Перевод компрессора на режим холостого хода при достижении верхнего предела давления в сети. При этом всасывающий трубопровод перекрывается дроссельным клапаном.
- 3 Дросселирование воздуха на всасывании.
- 4 Изменение частоты вращения, что экономически наиболее целесообразно. В данном случае должен применяться привод, позволяющий изменить частоту вращения.

За счет автоматической регулировки частоты вращения привода в условиях частичной нагрузки производится строго необходимое количество сжатого воздуха при постоянном давлении. Такие компрессорные установки потребляют электроэнергию прямо пропорционально своей производительности, что означает существенное снижение энергозатрат и экономию материальных ресурсов. При этом исключается перепроизводство сжатого воздуха и перерасход энергии.

Современные приводы с частотным регулированием обеспечивают плавный пуск и останов без высоких механических нагрузок, многофакторную защиту электродвигателя и питающих сетей. Гибкое, адаптивное управление технологическим процессом, динамическое торможение и т.п.

Автоматизированные системы управления позволяют не только управлять компрессорной установкой, но и обеспечивают индикацию состояния важнейших функциональных узлов установки, выдают на экран дисплея или подключенной удаленной ПЭВМ информацию о времени необходимого обслуживания и замены расходных материалов. Компрессорными установками можно управлять через сети интернет и мобильные телефоны.

Таким образом мы являемся участниками качественного развития и совершенствования компрессорных технологий. Создается продукция отвечающая всем возможным требованиям потребителя.

I секция

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ, ОСЕВЫЕ И ВИХРЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

УДК 621.51; 533.6

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ И ПРОГРАММЫ РАСЧЕТА ОСРЕДНЕННОГО ОСЕСИММЕТРИЧНОГО ПОТОКА С УЧЕТОМ ПЕРЕМЕННОСТИ СТЕСНЕНИЯ ПОТОКА

Поташев А.В., д-р физ.-мат. наук, проф.;*

*Поташева Е.В.,** научн. сотр.*

**Казанский филиал Михайловского военного артиллерийского университета, Россия;*

***ЗАО НИИТурбокомпрессор, г.Казань, Россия*

Одна из проблем, возникающих при проектировании турбомашин, состоит в необходимости расчета течения через неподвижные и подвижные элементы. В настоящее время опубликовано большое число работ, посвященных этому вопросу. Один из подходов базируется на так называемой квазитрехмерной модели, основанной на разложении трехмерного течения на два двумерных – осредненного осесимметричного течения и течения на осесимметричных поверхностях тока (см., напр., [1, 2]).

Это две взаимосвязанные задачи. Результаты их решения влияют друг на друга. Первая двумерная задача позволяет определять осесимметричные поверхности и переменную толщину слоя, необходимые для расчета обтекания решеток. Вторая – дает поле скоростей на контурах лопаток и в межлопаточных каналах, а также ряд газодинамических характеристик. В результате ее решения уточняются линии тока осредненного потока.

Более широкое развитие в ЗАО «НИИТурбокомпрессор» получила вторая двумерная задача. Разработаны методики и программы как для однорядной, так и для многорядных и многоярусных решеток [3, 4]; проведен учет сжимаемости потока. Решены обратные задачи для идеальной [5] и вязкой жидкостей [6, 7]; с их помощью осуществлено проектирование принципиально новых рабочих колес [8-10]. Созданный комплекс программ потребовал более полного и точного набора исходных данных, выходящих из первой двумерной задачи, которые позволили бы проектировать лопатки сложной пространственной конфигурации. Возникла необходимость расчета осесимметричного потока с учетом переменности стеснения на протяжении всего межлопаточного канала. Разработанная ранее в НИИТурбокомпрессор программа, основанная на методике [11], не могла в полной мере выполнить все требования. Поэтому была поставлена задача составления новой программы, позволяющей проводить расчет осредненного осесимметричного потока, как для несжимаемой жидкости, так и сжимаемого газа.

Разработанная методика, отвечающая этим требованиям, основана на методе И.Э. Этинберга и Б.С. Раухмана [2] расчета осредненного осесимметричного потока. Указанный метод позволяет рассчитывать течение идеальной несжимаемой

жидкости, учитывать стеснение в межлопаточном канале, определять непрерывное поле скоростей без скачков на кромках лопаток.

Суть этого метода состоит в следующем.

При решении прямой осесимметричной задачи требуется определить меридианные скорости c_1 в проточном тракте турбомашины и форму осесимметричных поверхностей тока S_{1cp} . Заданными должны быть форма проточной части, форма осредненных поверхностей тока S_{2cp} , стеснение потока κ , расход жидкости через колесо Q и угловая скорость вращения ω . Кроме того, для более точного расчета, необходимо знать гидродинамические потери η на каждой из поверхностей тока S_{1cp} .

В качестве исходных уравнений для решения прямой задачи принимаются основные уравнения осредненного осесимметричного движения в сочетании с уравнением неразрывности. Запишем сначала эти уравнения в естественной системе координат (q_1, q_2, q_3) , где координатные поверхности $q_2 = \text{const}$ совпадают с осесимметричными поверхностями тока (см. рис. 1). Здесь координатная линия q_1 совпадает с линией тока осредненного потока, линия z q_3 задает окружное направление и является окружностью, а линия q_2 проходит перпендикулярно к линии q_1 .

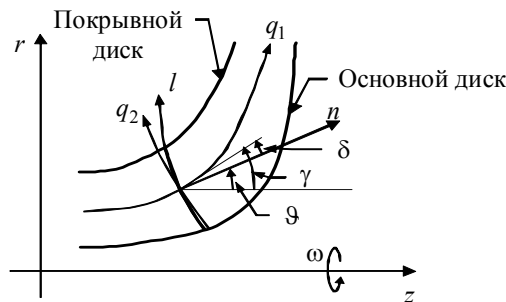


Рисунок 1 - Осесимметричные поверхности тока в плоскости (r, z) :

z – ось вращения; r – расстояние от точки до оси; δ – угол между нормалью n к линии l и координатной линией q_1 ; γ – угол между направлением координатной линии q_1 и осью z ; $\vartheta = \gamma - \delta$; ω – угловая скорость вращения.

Уравнения в этом случае принимают вид:

$$\frac{\partial c_1}{\partial s_2} = K_1 c_1 - \frac{1}{r} \left(\frac{\partial r c_u}{\partial s_2} \text{ctg} \beta + \frac{\partial r c_u}{\partial s_1} \text{ctg} \alpha \right) + \frac{1}{c_1} \left(\frac{\partial G_{\text{вх}}(\psi)}{\partial s_2} - \omega \frac{\partial (r c_u)_{\text{вх}}(\psi)}{\partial s_2} - \frac{\partial \eta(\psi)}{\partial s_2} \right), \quad (1)$$

$$\frac{\partial c_1}{\partial s_2} = K_1 c_1 - \frac{1}{c_1} \frac{\partial G_{\text{вх}}(\psi)}{\partial s_2} - \frac{r c_u}{r^2 c_1} \frac{\partial r c_u}{\partial s_2} - \frac{1}{r} \frac{\partial r c_u}{\partial s_1} \text{ctg} \alpha - \frac{\omega}{c_1} \frac{\partial [(r c_u)_{\text{вх}} - r c_u]}{\partial s_2} - \frac{1}{c_1} \frac{\partial \eta(\psi)}{\partial s_2}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial c_1}{\partial s_1} = -c_1 \left(K_2 + \frac{\sin \gamma}{r} + \frac{1}{\kappa} \frac{\partial \kappa}{\partial s_1} \right), \quad (3)$$

где c – величина абсолютной скорости; $c_1 = c_m$ – меридианная составляющая скорости; $c_3 = c_u$ – окружная составляющая скорости; s_i – дуговые абсциссы координатных линий q_i ; α – угол между ортогональю к линии тока и окружным направлением; β – угол между касательной к линии тока и окружным направлением; $K_i = \partial \gamma / \partial s_i$ – кривизны координатных линий q_i ; $\kappa = 1 - \delta_u / t$ – коэффициент стеснения; δ_u – толщина профиля лопатки в окружном направлении; $t = \delta_u + r\theta$ – шаг решетки; θ – угловая ширина межлопаточного канала в окружном направлении; $G_{\text{вх}}$ – полный запас энергии потока во входном сечении; η – осредненная потеря энергии; ψ – функция тока.

Для построения решения непосредственно на кромках лопаток, являющихся, как правило, криволинейными, удобнее от естественной системы координат перейти к полуфиксированной. Для этого линии q_2 заменяются некоторыми кривыми l , в общем случае не совпадающими с координатными линиями q_2 . Тогда уравнения (1), (2) переписутся в виде:

$$\begin{aligned} \frac{dc_1}{ds} + \left\{ -\frac{d\beta}{ds} \operatorname{ctg} \beta + \left[\cos^2 \beta \frac{\cos \gamma}{r} - \left[K_1 + \left(K_2 + \frac{1}{\kappa} \frac{\partial \kappa}{\partial s_1} \right) \operatorname{ctg} \alpha \sin \gamma \right] \sin^2 \beta \right] \cos \delta + \right. \\ \left. + \frac{\partial \beta}{\partial s_1} \frac{rd\varphi}{ds} + \left(K_2 + \frac{\sin \gamma}{r} + \frac{1}{\kappa} \frac{\partial \kappa}{\partial s_1} \right) \sin \delta \right\} c_1 = \left\{ 2\omega \left[-(\operatorname{ctg} \beta \cos \gamma + \operatorname{ctg} \alpha \sin \gamma) + \right. \right. \\ \left. \left. + \pi r \kappa \frac{d(rc_u)_{\text{вх}}}{d\psi} \right] - 2\pi r \kappa \left[\frac{dG_{\text{вх}}(\psi)}{d\psi} - \frac{d\eta(\psi)}{d\psi} \right] \right\} \sin^2 \beta \cos \delta, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{dc_1}{ds} + \left[-K_1 \cos \delta + \left(K_2 + \frac{\sin \gamma}{r} + \frac{1}{\kappa} \frac{\partial \kappa}{\partial s_1} \right) \sin \delta \right] c_1 = 2\pi r \kappa \left\{ \frac{rc_u}{r^2} \frac{drc_u}{d\psi} + \right. \\ \left. + \omega \frac{d[(rc_u)_{\text{вх}} - rc_u]}{d\psi} - \frac{dG_{\text{вх}}(\psi)}{d\psi} + \frac{d\eta(\psi)}{d\psi} \right\} \cos \delta + \frac{\partial rc_u}{\partial s_1} \frac{d\varphi}{ds}, \end{aligned} \quad (5)$$

где s – дуговая абсцисса линии l , отсчитываемая от $s = 0$ на основном диске до $s = s_n$ на покрывном диске; φ – угловая координата линии q_3 .

При выводе уравнений (4) и (5) были использованы соотношения

$$\frac{d\psi}{ds} = -2\pi r c_1 \kappa \cos \delta, \quad \frac{d\varphi}{ds} = \frac{\operatorname{ctg} \beta \sin \delta - \operatorname{ctg} \alpha \cos \delta}{r}. \quad (6)$$

Уравнения (4) и (5), как это указано в [2], позволяют решать прямую задачу осесимметричного потока в турбомашине. Выбор того или иного уравнения для расчета потока зависит от того, какие параметры осредненного потока известны. Уравнение (4) можно использовать при заданной геометрии поверхностей тока $S_{2\text{ср}}$, а уравнение (5) при известном распределении момента окружной скорости rc_u в проточной части. Кроме того, уравнение (5) можно применять и для расчета потока в безлопаточных элементах, если в нем отбросить последнее слагаемое в правой части и положить $\kappa = 1$.

При фиксированном поле значений геометрических характеристик меридианного потока (кривизны K_1 и K_2 , углы γ и δ) уравнения (4) и (5), составленные для

каждой линии l , являются обыкновенными линейными дифференциальными уравнениями первого порядка относительно меридианной скорости $c_1 = c_m(s)$ и могут быть записаны в виде

$$c'_m + M(s)c_m = N(s). \quad (7)$$

Функция $N(s)$ содержит нелинейные члены с сомножителями вида $d/d\psi$. Поэтому уравнение (7) следует решать итерационным методом. На каждом шаге итераций решение уравнения (7) имеет вид (индекс «0» относится к основному диску)

$$c_m(s) = P(s) + L(s)c_{m0}, \quad (8)$$

где

$$P(s) = L(s) \int_0^s \frac{N(\sigma)}{L(\sigma)} d\sigma, \quad L(s) = \exp \left[- \int_0^s M(s) ds \right]. \quad (9)$$

Значение c_{m0} определяется на основе уравнения неразрывности в интегральной форме с учетом заданности расхода Q через турбомашину. Тогда формула (8) принимает вид:

$$c_m(s) = A(s) - B(s)Q, \quad (10)$$

где

$$A(s) = - \frac{\int_0^{s_n} P(\sigma) kr \cos \delta d\sigma}{\int_0^{s_n} L(\sigma) kr \cos \delta d\sigma} L(s) + P(s), \quad B(s) = - \frac{L(s)}{2\pi \int_0^{s_n} L(\sigma) kr \cos \delta d\sigma} \quad (11)$$

Для каждой линии l уравнение (7) решается независимо. Так как правая часть $N(s)$ этого уравнения содержит производные вида $d/d\psi$, а дифференциал $d\psi$ в силу (6) зависит от скорости c_m , то решение проводится итерациями с уточнением функции $\psi(s)$. На всех этапах последовательных приближений по ψ указанные выше геометрические характеристики меридианного потока (K_1 , K_2 , γ , δ) считаются неизменными. Их начальные значения определяются по предварительно построенному некоторому исходному меридианному потоку нулевого приближения. После обеспечения заданной нормы сходимости процесса последовательных приближений по ψ расчет при фиксированных значениях геометрических характеристик заканчивается. С использованием найденных значений c_m и ψ производится построение уточненного меридианного потока первого приближения. Для него заново вычисляются геометрические характеристики потока. После этого производится следующая серия расчетов итерациями по функции тока ψ на линиях l . Затем меридианный поток снова уточняется до тех пор, пока не будет достигнута определенная мера сходимости по форме линий тока q_1 .

После определения формы поверхностей тока $S_{\text{лр}}$, то есть зависимостей $r(s_1)$ и распределений скорости $c_m(s_1)$, на них рассчитываются зависимости $r(y)$ и $h(y)$, где

$$y(s_1) = - \int_0^{s_1} \frac{r}{r_0} ds_1.$$

Также определяются величины $c_{0m} = c_m(0)$, $v_{1x} = (rc_u)_{\text{вх}} / r_0$, $r_0 = r(0)$ и формы лопаток в плоскости конформного отображения (x, y) , где $x = \varphi r_0$.

Далее по полученным данным решается вторая двумерная задача для каждой из найденных поверхностей тока $S_{\text{лср}}$. В результате на них строятся линии тока осредненного потока, то есть уточняется форма поверхностей тока $S_{2\text{ср}}$. Процесс счета повторяется с решения первой двумерной задачи до стабилизации зависимостей $r(y)$ и $h(y)$. В завершении рассчитываются распределения скоростей на профилях лопаток.

Одна из доработок описанного выше метода заключалась в учете сжимаемости потока.

Учет сжимаемости приводит к изменению правой части первого из уравнений (6):

$$\frac{d\psi}{ds} = -2\pi r c_1 \kappa \rho \cos \delta,$$

где ρ – плотность. Кроме того, к исходным уравнениям добавляются уравнение адиабатического процесса, уравнение состояния совершенного газа и уравнение Бернулли для относительного движения [12]:

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \text{const}, \quad p = \rho R T, \quad \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p}{\rho} + \frac{w^2 - (\omega r)^2}{2} = \text{const}.$$

Здесь p – давление, T – температура, κ – показатель адиабаты, R – универсальная газовая постоянная, w – скорость относительного движения.

В силу особенностей метода решения первой двумерной задачи, описанного выше, учет сжимаемости среды не приводит к существенным усложнениям. В связи с этим удалось построить единую методику расчета осредненного осесимметричного потока, как несжимаемой жидкости, так и газа.

Кроме того, при составлении программы преследовалась цель полной подготовки данных для дальнейшего решения второй двумерной задачи. Для этого были разработаны специальные алгоритмы построения формы профилей лопаток в плоскости конформного отображения (x, y) для каждой из рассчитываемых поверхностей тока. При составлении этих алгоритмов и программных блоков были использованы различные методы сплайн-интерполяции.

Составленная по данной методике программа основана на итерационном процессе со стабильной и достаточно точной сходимостью не только для узких, но и широких колес. Допускается произвольная разбивка «ортогоналями» проточной части, а также задание исходных данных в различных формах. Реализован учет обратного влияния решения второй двумерной задачи на исходные данные первой. То есть процесс замыкается.

Приведем некоторые примеры использования составленной программы при проведении расчета течения в проточных частях компрессоров.

В первом примере, результаты которого представлены на рис. 2, 3, проводился расчет ступени компрессора, которая включает в себя (см. рис. 2):

1. входной безлопаточный участок, имеющий радиальный и осевой участки и два поворотных канала;
2. вращающееся рабочее колесо;
3. безлопаточный канал;
4. неподвижный лопаточный диффузор;
5. выходной поворотный канал.

В данном примере толщины лопаток рабочего колеса и диффузора были

постоянными на большей части своей длины. При этом лопатки имели образующие, параллельные оси z (см. рис. 3).

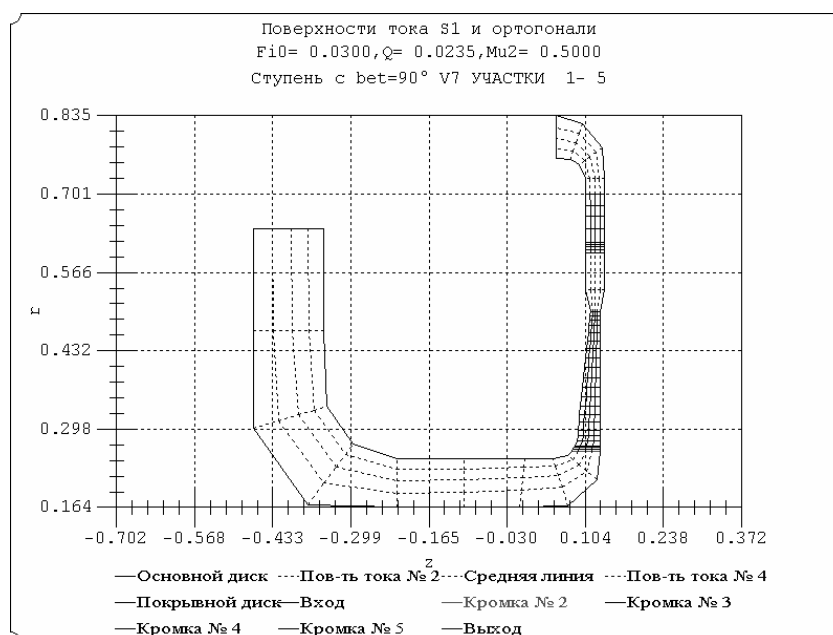


Рисунок 2 - Форма проточной части для ступени с лопатками постоянной толщины, имеющими осевые образующие

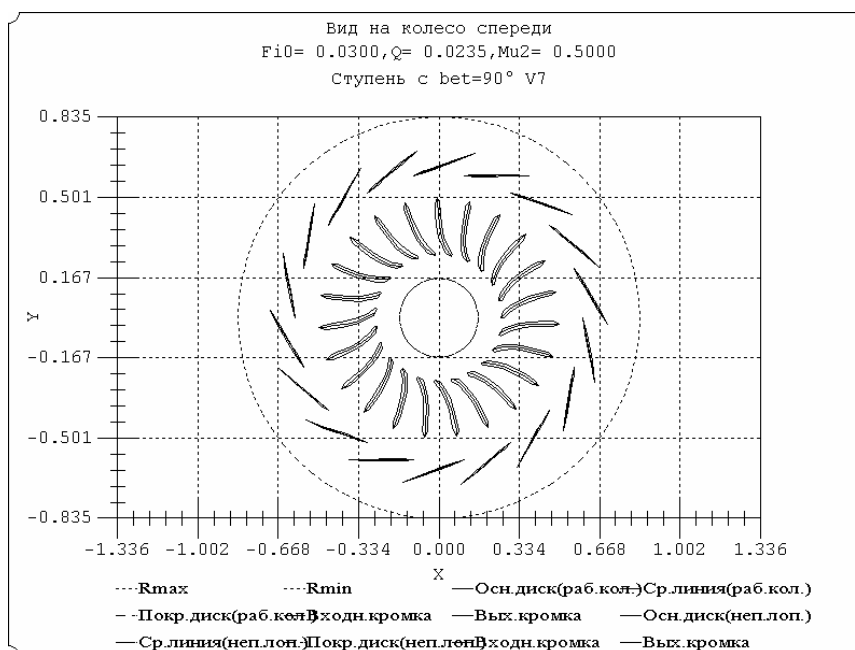


Рисунок 3 - Вид на рабочее колесо и лопаточный диффузор спереди

В результате проведенных расчетов были найдены осесимметричные поверхности

тока, представленные на рис. 2. Кроме того, определены формы профилей лопаток в плоскости конформного отображения (x, y) на каждой из поверхностей тока и рассчитаны зависимости $h(y)$ и $r(y)$, необходимые для расчета обтекания полученных решеток профилей.

Второй пример демонстрирует работу программы в случае рабочего колеса с лопатками сложной пространственной формы (см. рис. 4-6). При этом, в отличие от предыдущего примера, проточная часть имеет участки, ширина которых соизмерима с их длиной, а также участок с резким изменением геометрии.

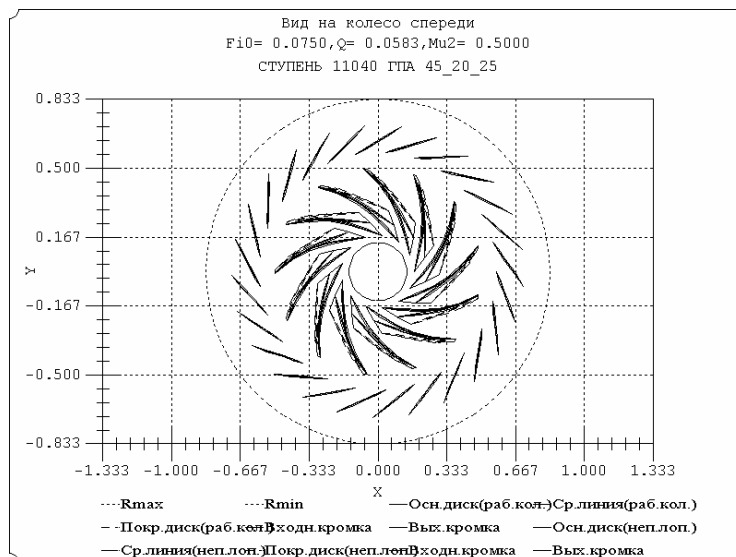


Рисунок 4 - Вид на рабочее колесо и диффузор спереди

Формы осесимметричных поверхностей тока, построенные в результате расчетов, приведены на рис. 5, а найденные профили лопаток для этих поверхностей – на рис. 6.

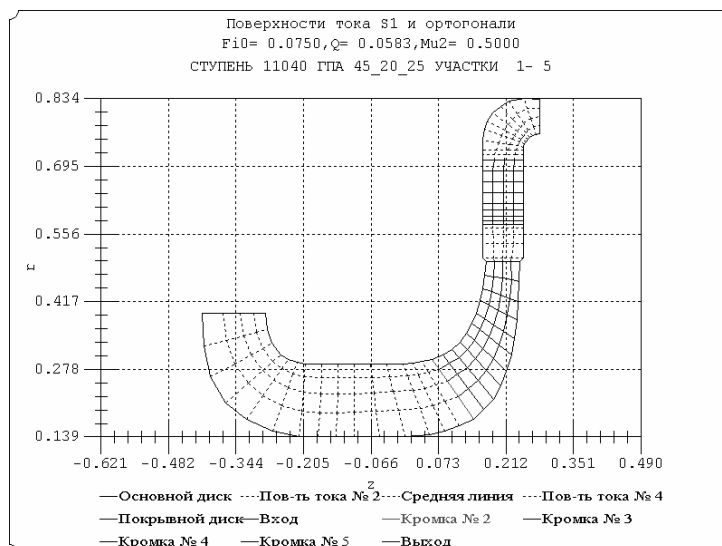


Рисунок 5 - Форма проточной части ступени ГПА
 с пространственными лопатками рабочего колеса

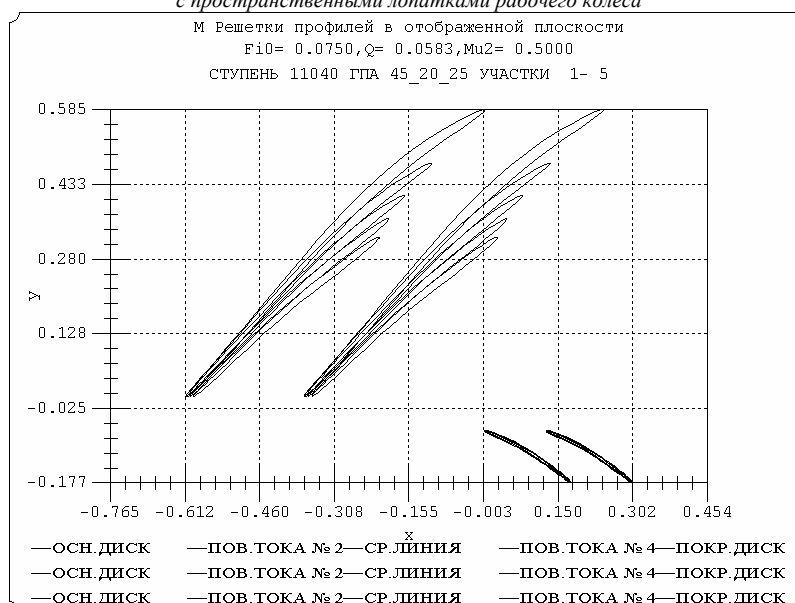


Рисунок 6 - Форма профилей лопаток рабочего колеса и диффузора
 в плоскости конформного отображения

По результатам решения первой двумерной задачи были проведены дальнейшие расчеты обтекания полученных решеток профилей по программе [3, 4]. На рис. 7, 8 представлены результаты для основного диска рабочего колеса. Кроме традиционно используемого для анализа течения распределения относительной скорости $w(-y)$ (рис. 7) программа [3, 4] позволяет строить линии тока относительного течения на осесимметричных поверхностях (рис. 8), а также находить форму линий тока осредненного потока, необходимую для дальнейшего уточнения решения первой двумерной задачи.

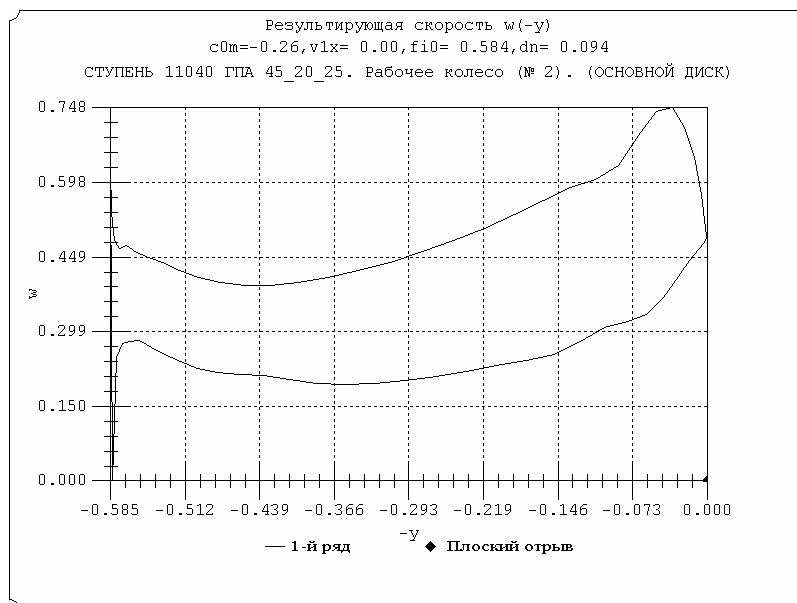


Рисунок 7 - Распределение скорости по профилю лопатки на основном диске рабочего колеса.

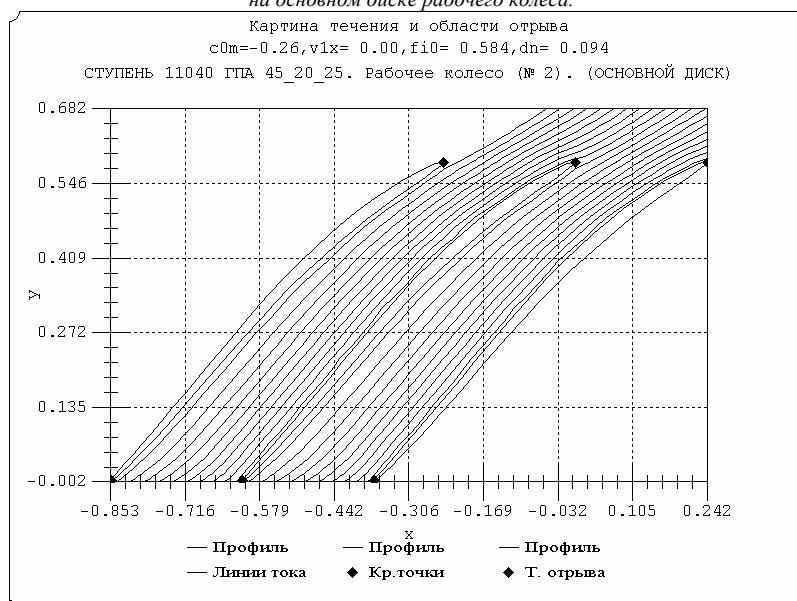


Рисунок 8 - Картина течения на основном диске рабочего колеса

Наличие такой информации позволяет детально оценить течение на всех построенных поверхностях тока, а также подготовить данные для уточненного расчета осредненного осесимметричного потока.

В третьем примере (рис. 9, 10) представлены результаты расчета проточной части компрессора, состоящей из входного безлопаточного участка, рабочего колеса, безлопаточного диффузора с поворотным каналом и обратного направляющего аппарата (ОНА). В данном примере лопатки рабочего колеса и ОНА имели переменную толщину.

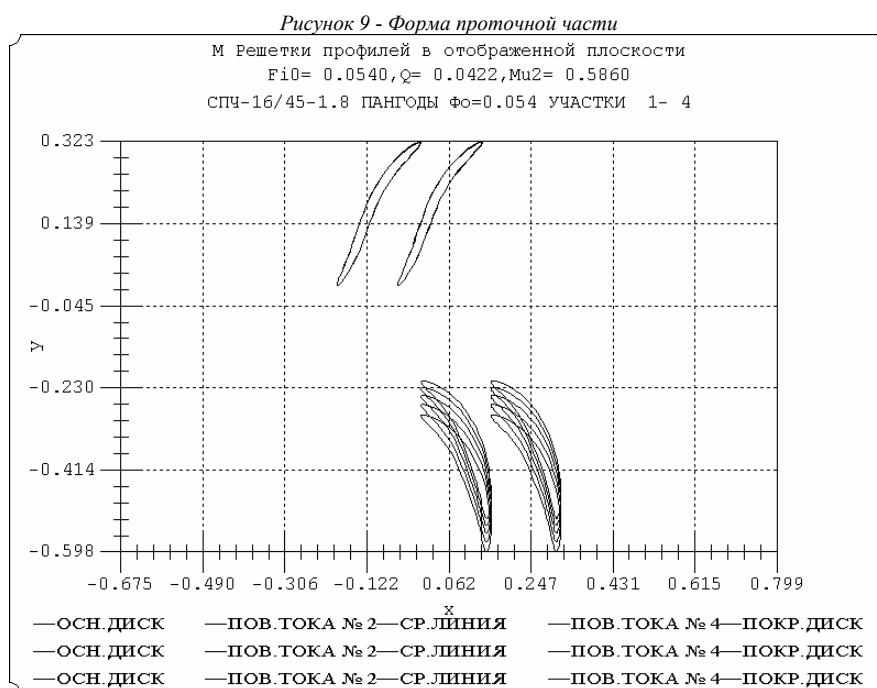
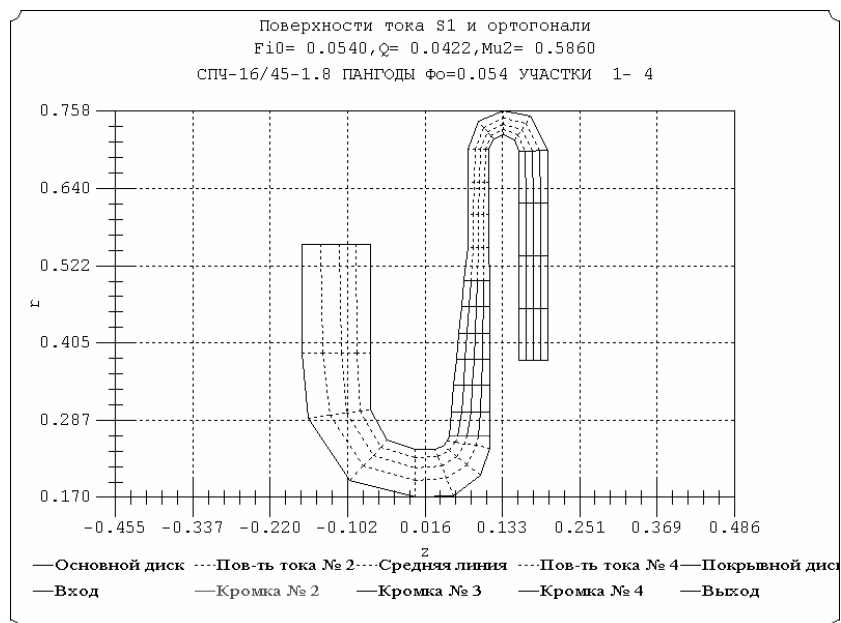


Рисунок 10 - Форма профилей лопаток рабочего колеса и диффузора
 в плоскости конформного отображения

Кроме описанных выше были проведены и другие тестовые расчеты, которые показали работоспособность программы.

Итак, разработаны методика и программа расчета осесимметричного потока, которые обеспечивают расчет проточной части центробежных компрессоров, включая как безлопаточные, так и лопаточные неподвижные и вращающиеся элементы. Учет переменности стеснения потока дает возможность существенно усовершенствовать процесс проектирования, так как приводит к более точному

расчету осредненного осесимметричного потока и, как следствие, к более точному определению значений коэффициента потерь, α , следовательно, и КПД.

В результате работы получен инструмент проектирования, пригодный для проведения многовариантных расчетов с существенно меньшими затратами машинного времени по сравнению с конечно-разностными методами. В дальнейшем планируется провести учет вязкости и подключить третью двумерную задачу для еще более полного учета пространственности течения.

SUMMARY

The method and the program of calculation of axisymmetric flow in a setting of centrifugal compressors are developed. The method of I.E. Etinberg and B.S. Rauhman is put in a basis. The compressibility of gas is taking into account.

Calculations of axisymmetric flow in a setting of the various forms and with various numbers of elements are realized. The submitted results have shown serviceability of the program. At the further perfection of the program there is an opportunity of creation of a uniform complex of calculation of quasi-three-dimensional flow in working elements of the turbomachines, uniting in it the solution of two two-dimensional problems with the automatic account of interference of flows against each other.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. – М.: Физматгиз. 1962. 512 с.
2. Этинберг И.Э., Раухман Б.С. Гидродинамика гидравлических турбин. – Л.: Машиностроение. 1978. 280 с.
3. Поташев А.В., Поташева Е.В. Разработка методики и программы расчета течения и потерь в n -рядных решетках профилей// 11-я Международная научно-техническая конференция по компрессорной технике. Тезисы докладов. С.-Петербург. 1998. С. 98–99.
4. Поташев А.В., Поташева Е.В. Методика и программа расчета течения в многорядных решетках рабочих элементов турбомашин// Энерго. 2000. № 1. С. 93.
5. Вячкилев О.А., Ильинский Н.Б., Поташев А.В., Поташева Е.В., Таюрская Г.Р. Обратная краевая задача для решетки профилей, расположенной на осесимметричной поверхности тока в слое переменной толщины// Журнал вычислительной математики и математической физики. 1996. №11. С. 134–142.
6. Поташев А.В., Поташева Е.В. Методика и программа решения обратной задачи для решетки профилей с учетом пограничного слоя// В сб. «Проектирование и исследование компрессорных машин». Вып.3. Казань: АО НИИ турбокомпрессор. 1997. С. 65–77.
7. Поташев А.В., Поташева Е.В. Методика и программа решения обратной задачи для решетки профилей на осесимметричной поверхности тока в слое переменной толщины с учетом пограничного слоя// 11-я Международная научно-техническая конференция по компрессорной технике. Тезисы докладов. С.-Петербург. 1998. С. 97–98.
8. Афанасьев Б.В., Лунев А.Т., Мустафин Н.Г., Поташев А.В., Поташева Е.В. Проектирование рабочего колеса компрессора с использованием обратной задачи для вращающейся решетки профилей на осесимметричной поверхности тока// Компрессорная техника и пневматика. 1996. Вып.1-2 (10-11). С. 33-37.
9. Поташев А.В., Поташева Е.В., Рубиновский А.В. О проектировании новых колес для центробежных насосов методами обратных краевых задач// Энергетика и нефтяная промышленность. 2002. Т. 1. Вып. 1. С. 15–18.
10. Поташев А.В., Поташева Е.В., Рубиновский А.В. Проектирование новых колес для центробежных насосов методом обратных краевых задач// Химическое и нефтегазовое оборудование. 2002. № 8. С. 18–20.
11. Сальников В.С. Метод расчета течения газа и несжимаемой жидкости в турбомашинах с помощью ЭЦВМ. Технический отчет № 2946. – Ленинград: Ин-т им. П.И.Баранова. 1967.
12. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука. 1987. 840 с.

УДК 621.515.001.5

ИССЛЕДОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЙ И СКОРОСТЕЙ ЗА РАБОЧИМ КОЛЕСОМ СТУПЕНИ КОНЦЕВОГО ТИПА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Евгеньев С.С.*; д-р техн. наук, проф; Футин В.А.**

**Казанский государственный технический университет им.А.Н.Туполева, Россия;*

***ЗАО "НИИТурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа", г. Казань, Россия*

При совпадении частоты возмущающей аэродинамической силы с одной из собственных частот колебаний какого-либо элемента рабочего колеса (РК) (например, межлопаточного отсека диска РК) возникает резонансный режим [1]. Последний приводит к увеличению амплитуды колебаний элементов конструкции РК и, соответственно, к опасным динамическим напряжениям и усталостным разрушениям. С повышением давления рабочей среды динамические нагрузки возрастают [2; 3].

Целью работы является экспериментальное изучение спектра частот колебаний скоростей и давлений в зоне за РК на $\bar{r}=1,05$, где колебания этих параметров наиболее заметны.

В рамках поставленной задачи были исследованы две концевые ступени с безлопаточным диффузором (БЛД) и кольцевой камерой (КК), имеющие, соответственно, угол лопатки на выходе из РК $\alpha_{л2} = 45^\circ$, относительную ширину РК $\bar{b}_2 = 0,068$ и $\alpha_{л2} = 90^\circ$, $\bar{b}_2 = 0,017$, используемые в реальных конструкциях центробежных компрессоров (ЦК) высокого давления.

Измерение пульсаций скорости в потоке проводилось за РК на $\bar{r}=1,05$ термоанемометрическим методом. Использована система измерений, разработанная в Казанском государственном техническом университете им. А.Н.Туполева [4; 5]. Она включает в себя проволочный датчик (диаметр нити 5мкм), термоанемометр DISA55M, линеаризатор, аналогово-цифровой преобразователь (АЦП), программный пакет расчета переменной скорости и гармонического анализа путем разложения в ряд Фурье полученных сигналов. Использована частота опроса системы 2,5кГц. Измерения выполнены при положениях чувствительного элемента датчика в точках $\frac{b_3}{2} = 7,5$ мм и $b_3=2$ мм от передней стенки. Схема измерений пульсаций скорости в потоке за РК приведена на рисунке 1.

Рисунок 1 – Замер пульсаций скорости

Измерение пульсаций статического давления проводилось также за РК на относительном радиусе $\bar{r}=1,05$ датчиком давления тензометрического типа, расположенного в коротком импульсном канале на передней стенке. Система измерений пульсаций статического давления, разработанная в ЗАО "НИИТурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа", включает в себя датчик давления с диаметром приемной мембраны 3,5мм, блок питания, усилитель, АЦП и

программный пакет, позволяющий проводить гармонический анализ полученных сигналов. Гармонический анализ пульсаций давлений выполнялся с частотой опроса 5кГц. Схема измерений пульсаций статического давления на передней стенке приведена на рисунке 2.

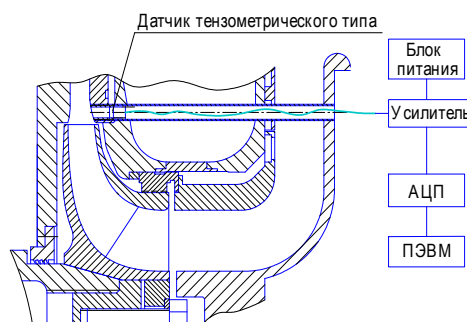


Рисунок 2 – Замер пульсаций давления

Рассмотрим результаты исследования спектра частот пульсационной скорости $C'(t)$ за РК, равной разнице между истинной и средней скоростями. В этом случае разложение периодической функции в ряд Фурье примет вид [6]

$$C'(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} A_k \cdot \sin(k \cdot \omega \cdot t + b_k),$$

где $\omega = 2\pi \cdot f_0$ - круговая частота вращения, $\left(\frac{\text{рад}}{\text{с}}\right)$;

$$f_0 = 182,7 \left(\frac{\text{об}}{\text{с}} = \text{Гц}\right) - \text{основная частота (частота вращения РК)};$$

$$\frac{1}{f_0} - \text{период (время) основной частоты, (с)};$$

a_0 – коэффициент ряда Фурье;

b_k - начальный сдвиг фазы;

A_k – амплитуда k -ой гармоники;

$f_k = k f_0$ – частота k -ой гармоники, (Гц);

t – время отсчета колебаний, реализуемое при измерениях за 1с.

В результате гармонического анализа экспериментальных данных получали спектр пульсационной скорости, типичный вид которого для режима при $\bar{\varphi}_2 = 1,34$

($\varphi_2 = \frac{C_{2r}}{U_2}$, $\bar{\varphi}_2 = \frac{\varphi_2}{\varphi_{2p}}$, φ_{2p} - расчетный коэффициент расхода) показан на рисунке 3.

Величина A_k определялась по выражению

$$A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2},$$

где a_k, b_k – коэффициенты ряда.

Сложная зависимость на рисунке 3 обрабатывалась далее с целью выделения сигналов, имеющих наибольшую энергию E_k на k -ой частоте f_k , по формуле [4; 5]

$$E_k = \frac{1}{f_{k+1} - f_k} \sum_{f_k}^{f_{k+1}} A_k^2 \text{ при } \Delta f_k \rightarrow 0.$$

Спектры энергии сигналов пульсаций скорости E_k , полученные от датчика в центре $b_3/2$, показаны на рисунке 4. Частота, равная частоте вращения РК при $k=1$, составляет $f_0=182,7\text{Гц}$. Спектральные характеристики на рисунке 4 имеют синхронные ($k=1, 182,7\text{Гц}$) и кратносинхронные составляющие ($k=2,3,\dots$), а также субгармоники, появление которых характеризует сложную структуру потока за РК. Зависимость $E_k = f(k)$, построенная на основе измерений для трех режимов по расходу, приведена на рисунке 5. Из него видно, что максимальная энергия сигналов (т.е. максимальное воздействие переменного давления) имеет место при $k=1-5$. При $k>6$ она резко падает. Измерения датчиком около покрывного диска, установленным на расстоянии 2 мм от стенки на $\bar{r} = 1,05$, показывают увеличение энергии сигналов (пунктирные кривые на рисунке 5), что связано с наличием в зоне датчика обратных течений из БЛД в РК и обратно, наиболее заметных при малых расходах $\bar{\varphi}_2 = 0,7$. Эти течения возникают из-за торможения потока у передней стенки БЛД и отсоса потока за счет течения от периферии к уплотнению покрывного диска [7, 8]. Такое явление наиболее характерно для широких РК. Исследованная ступень имела $\bar{b}_2 = 0,068$. Обратные вихревые потоки, как известно [7], перемещаются в сторону вращения РК со скоростью $\omega < \omega_{\text{РК}}$, что является одной из причин появления субгармоник в спектре частот.

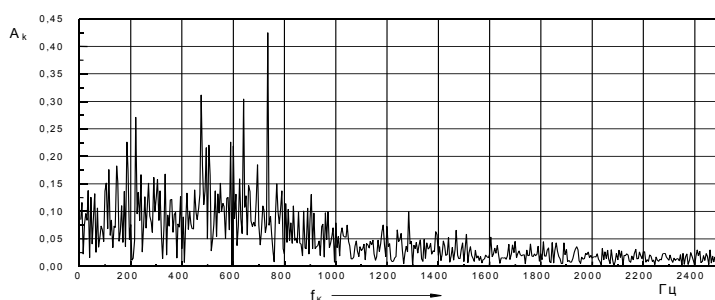


Рисунок 3 – Спектральный состав пульсации скорости за РК на $\bar{r} = 1,05$.
Ступень в $\beta_{12} = 45^\circ$, $\bar{b}_2 = 0,068$, $M_u = 0,5$, ($f_0=182,7\text{Гц}$), $\bar{\varphi}_2 = 1,34$

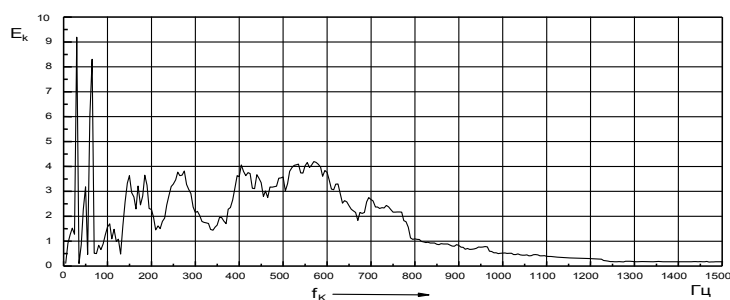


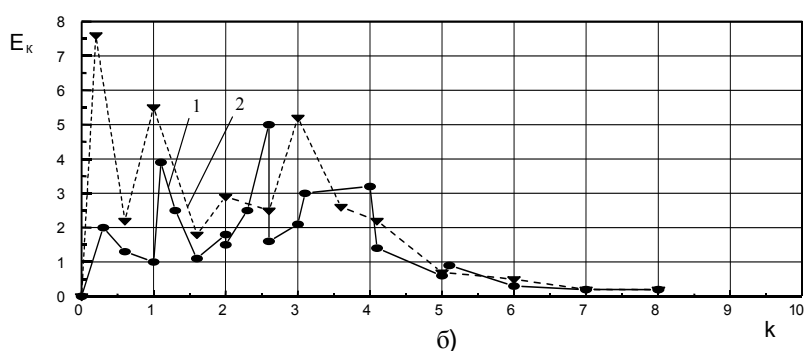
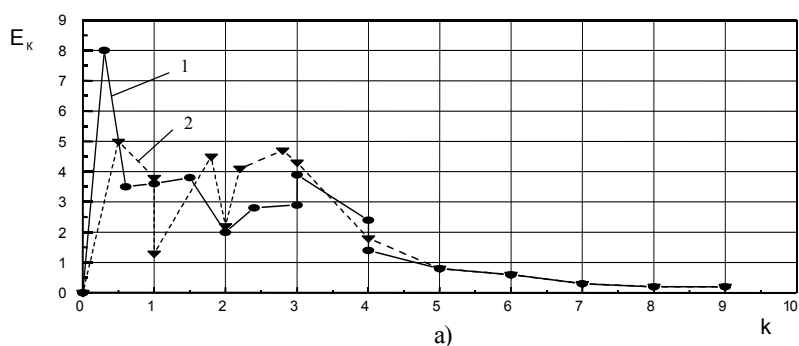
Рисунок 4 – Спектральный состав энергии пульсации скорости за РК на $\bar{r} = 1,05$.
Ступень в $\beta_{12} = 45^\circ$, $\bar{b}_2 = 0,068$, $M_u = 0,5$, ($f_0=182,7\text{Гц}$), $\bar{\varphi}_2 = 1,34$

Рассмотрим результаты гармонического анализа пульсаций быстроменяющегося давления, замеренного на стенке за РК.

Гармонический анализ проводился для пульсаций быстроменяющихся давлений p_k , равных разнице между истинным и средним давлениями. Последние измерялись на передней стенке за РК на $\bar{r} = 1,05$.

Результаты гармонического анализа быстроменяющегося давления для ступени с $\alpha_{л2} = 45^\circ$, $\bar{b}_2 = 0,068$ представлены для максимального расхода $\bar{\varphi}_2 = 1,34$ на рисунке 6. В более наглядном виде зависимости $p_k = f(k)$ для трех режимов по расходу показаны на рисунке 7. Из рисунка 7 видно, что наибольшую (пикообразную) амплитуду на всех режимах работы имеют гармоники с $k=1 \div 6$, $k=z_2=13$ (z_2 – число лопаток РК) и $k=26$. Остальные гармоники имеют незначительные амплитуды – на уровне шумов.

Также по аналогии с предыдущей ступенью для ступени с $\alpha_{л2} = 90^\circ$, $\bar{b}_2 = 0,017$ представлен спектральный состав пульсаций давления за РК на $\bar{r} = 1,05$ на рисунке 8, а зависимости $p_k = f(k)$ для трех режимов по расходу показаны на рисунке 9. Из рисунка 9 видно, что наибольшую амплитуду на всех режимах работы имеют гармоники с $k=1 \div 6$, $k=z_2=23$. Остальные гармоники имеют незначительные амплитуды.



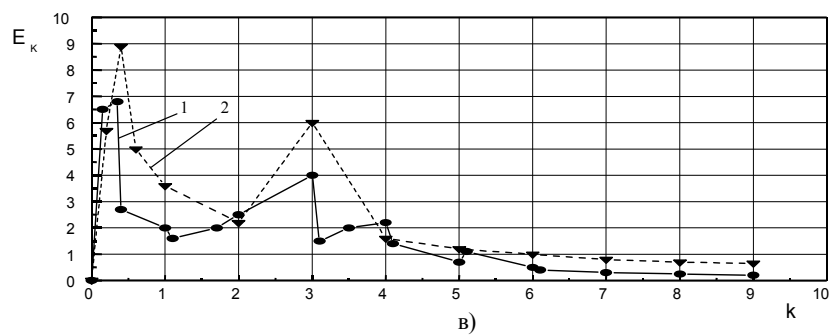


Рисунок 5 – Зависимость $E_k=f(k)$ на $\bar{r}=1,05$ для ступени $\beta_{л2} = 45^\circ$, $\bar{b}_2 = 0,068$, $M_u = 0,5$, $(f_0=182,7\text{Гц})$.

а) при $\bar{\varphi}_2 = 1,34$, б) при $\bar{\varphi}_2 = 1,14$, в) при $\bar{\varphi}_2 = 0,7$
 1 – датчик в центре ($b_3/2$), 2 – датчик около покрывного диска

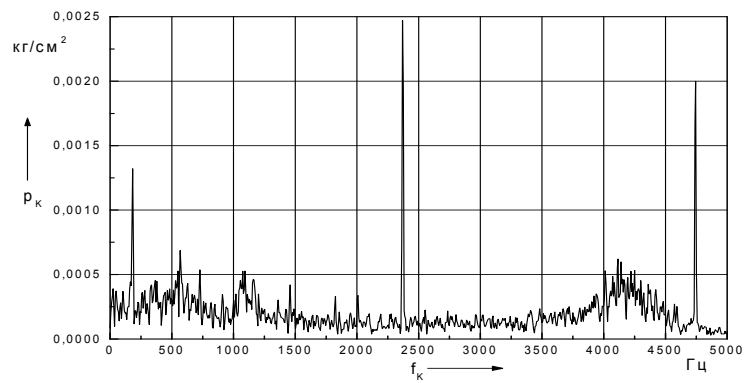


Рисунок 6 - Спектральный состав пульсации давления за РК на $\bar{r} = 1,05$.
 Ступень $\beta_{л2} = 45^\circ$, $\bar{b}_2 = 0,068$, $f_0=182,4\text{Гц}$, $\bar{\varphi}_2 = 1,34$

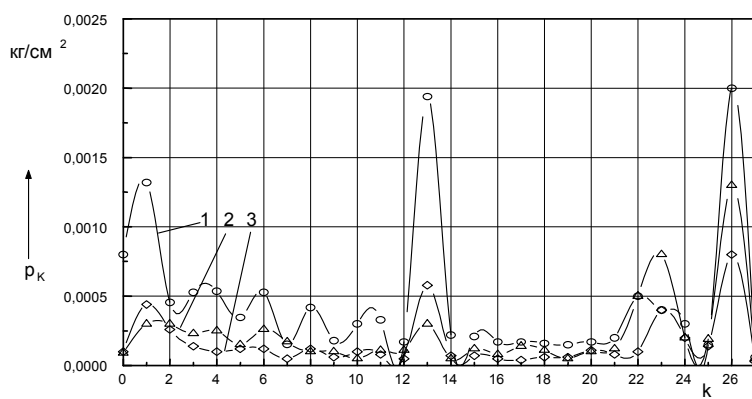


Рисунок 7 – Зависимость $p_k=f(k)$ на $\bar{\Gamma}=1,05$ для ступени $\alpha_{12}=45^\circ$, $\bar{b}_2=0,068$, $f_0=182,4$ Гц. 1 – при $\bar{\varphi}_2=1,34$, 2 – при $\bar{\varphi}_2=1,14$, 3 – при $\bar{\varphi}_2=0,7$

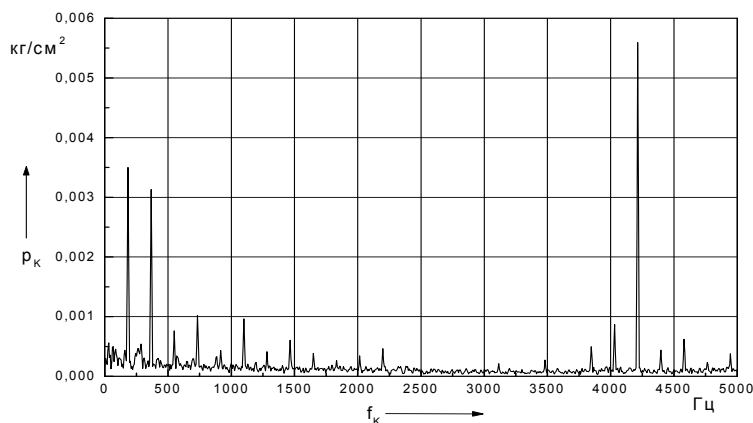


Рисунок 8 - Спектральный состав пульсации давления за РК на $\bar{\Gamma}=1,05$.
Ступень $\alpha_{12}=90^\circ$, $\bar{b}_2=0,017$, $n=182,0$ Гц, $\bar{\varphi}_2=2,0$

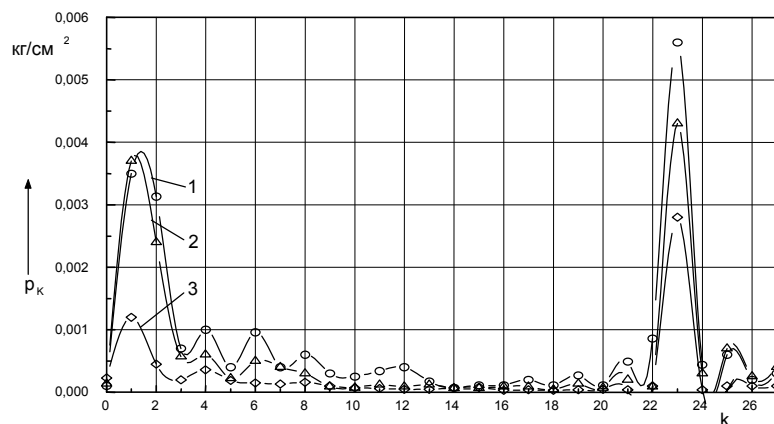


Рисунок 9 – Зависимость $p_k=f(k)$ на $\bar{\Gamma}=1,05$ для ступени $\alpha_{12}=90^\circ$, $\bar{b}_2=0,017$, $f_0=182,0$ Гц
1 – при $\bar{\varphi}_2=2,0$, 2 – при $\bar{\varphi}_2=1,54$, 3 – при $\bar{\varphi}_2=1,0$

Таким образом, в результате измерений и гармонического анализа быстроменяющихся скоростей в потоке и давлений на стенке за РК выявлены частоты и номера гармоник k , равные целым числам, соответствующие максимальным амплитудам колебаний скоростей и давлений за РК.

Следует отметить, что измеренные с помощью термоанемометра скорости в потоке за РК с частотой опроса 2,5 Гц и базовой частоте вращения РК $f_0=182$ Гц выявляют номера гармоник $k=1 \div 5$, соответствующих максимальным амплитудам колебаний скорости, но не выявляют частоты, кратные числу лопаток РК z_2 , создающих после себя течение "струи – след". Однако, как показали измерения, снижение базовой частоты вращения до $f_0=82,6$ Гц позволяет выявить $k=z_2$.

Гармонический анализ переменных давлений и скоростей за РК показал также наличие номеров гармоник, не кратных частоте вращения, т.е. субгармоник, что

связано с наличием зон обратных течений около стенок БЛД сразу после РК, вращающихся, как известно, с меньшей угловой скоростью, чем скорость РК.

Максимальные амплитуды колебаний давлений около исследованных РК в области $\bar{r} = 0,95 \div 1,05$ имеют место при значениях $k=1 \div 5$ и при $k=z_2$. Они и должны использоваться для данных ступеней в частотном анализе для определения резонансных режимов работы РК уже на стадии проектирования.

SUMMARY

Frequencies corresponding to maximum amplitudes of speed and pressure fluctuations at the circumference of the impeller were determined on the basis of experimental study of quickly changing speeds and pressures on the wall behind the impeller.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хаземанн Х., Раутенберг М. Исследование связанных колебаний рабочего колеса компрессора с загнутыми назад лопатками. – Химическое и нефтяное машиностроение, 1995. - №11. – С. 51-56.
2. Шнепп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. – М.: Машиностроение, 1995. - 240с.
3. Стрелец В.В. Моделирование при оценке выносивости закрытых рабочих колес центробежных нагнетателей. – Компрессорная техника и пневматика, 1992. - Вып. 1. - С. 20-33.
4. Козлов А.П., Михеев Н.И., Молочников В.М., Сайкин А.К. Характеристики вектора поверхностного трения в турбулентных отрывных и присоединившихся течениях. – Известия РАН. Энергетика, 1998. - №4. - С. 3-31.
5. Козлов А.П., Михеев Н.И., Молочников В.М., Сайкин А.К. Термоанемометрические измерения поверхностного трения в отрывных течениях. – Казань, АБАК, 1998, 134с.
6. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний/ Перевод с Английского, М.: Машиностроение, 1972. – 368 с.
7. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1982. - 271с.
8. Ден Г.Н. Механика потока в центробежных компрессорах. – Л.: Машиностроение, 1973. – 272 с.

МУЛЬТИПЛИКАТОРНЫЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ ДЛЯ СИСТЕМ ТЕРМОСТАТИРОВАНИЯ СТАРТОВЫХ КОМПЛЕКСОВ КОСМОДРОМОВ

**Сафиуллин А.Г., Русланов С.Л., Зеленев А.В., Ибатуллин Р.Р., Коханов С.Г.,
Муртазин Р.Ф.**

ЗАО «НИИтурбокомпрессор им.В.Б.Шнеппа», г.Казань, Россия

28 марта 1999 года из экваториальных широт Тихого океана был осуществлен успешный пуск ракеты-носителя «Зенит», которая вывела на геостационарную орбиту космический аппарат. Пуск был проведен со стартового комплекса морского базирования, располагающегося на плавучей платформе, способной самостоятельно передвигаться в акватории мирового океана. Таким образом вступил в стадию реализации крупный международный космический проект «Морской старт», работы по которому велись с 1993 года. В ходе выполнения этого проекта уже проведен ряд успешных запусков космических аппаратов.

На сегодняшний день реализован ещё один значительный проект – «Рокот», конечной целью которого является выход на международный рынок космических услуг с предложением вывода на околоземные орбиты коммерческих космических аппаратов с космодрома «Плесецк».

В рамках реализации этих проектов потребовались центробежные компрессоры, обеспечивающие заданные параметры работы систем термостатирования стартовых комплексов космодромов. Компрессоры подают сжатый воздух на турбодетандеры, где в процессе расширения происходит захлаживание воздуха. Холодный воздух подается на борт ракеты-носителя и выводимого в космос объекта для термостатирования отделений и отсеков.

В качестве разработчика компрессорной техники в этих проектах участвует ЗАО «Научно-исследовательский и конструкторский институт центробежных и роторных компрессоров» (ЗАО «НИИтурбокомпрессор»). Оно предложило использовать в системах термостатирования мультипликаторные центробежные компрессоры (МЦК), сочетающие в себе эффективность процесса сжатия, компактность, удобства эксплуатации и обслуживания.

МЦК представляет собой конструктивно объединенные в одно целое повышающую зубчатую передачу (мультипликатор) и рабочие ступени компрессора. Валы роторов компрессора при этом одновременно выполняют функции шестерён зубчатой передачи. Это делает возможной реализацию многовальной газодинамической схемы с разными частотами вращения валов (рис. 1). Выбором диаметров шестерен ведомых валов обеспечиваются оптимальные скорости для рабочих колес ступеней компрессора. Охлаждение газа после каждой ступени в многоступенчатом МЦК увеличивает его изотермический КПД.

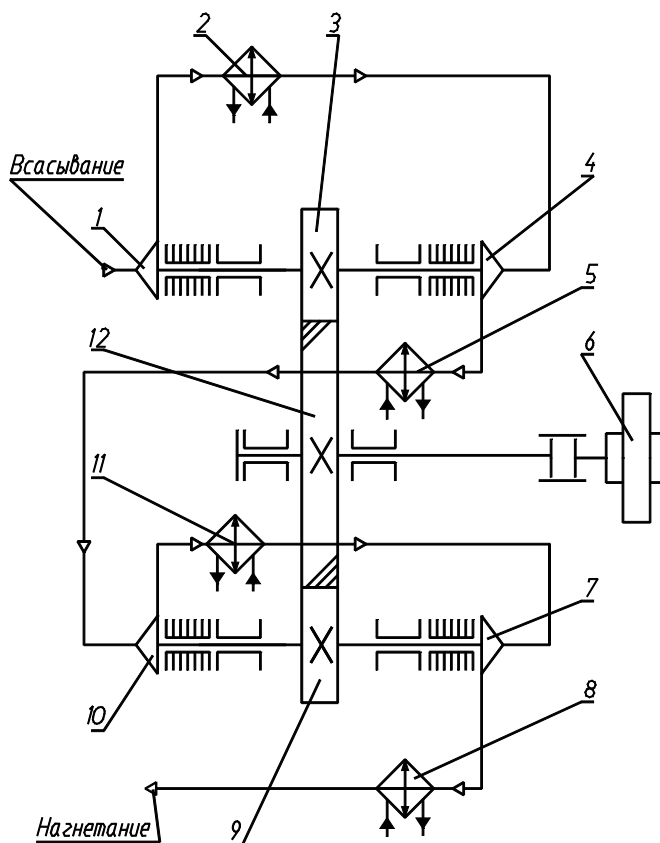


Рисунок 1 - Газодинамическая схема МЦК

1, 4, 7, 10- рабочие колеса; 2, 5, 8, 11- газоохладители; 3, 9- ведомые шестерни; 6- привод;
12- ведущее зубчатое колесо



По договору с ОАО «Криогенмаш», являющегося разработчиком и изготовителем системы термостатирования стартового комплекса в проекте «Морской старт», ЗАО «НИИтурбокомпрессор» совместно с ОАО «Казанькомпрессормаш» спроектировали, изготовили и поставили четыре компрессора Аэроком 43-120/9 ОМ5 (рис.2) со следующими параметрами:

-	
- объемная производительность при условиях всасывания, м ³ /мин	113
- давление всасывания, Мпа	0,098
- давление нагнетания, МПа	0,9
- температура всасывания, °С	40
- температура нагнетания, °С	55
- мощность привода, кВт	800

Этот МЦК смонтирован с электродвигателем на общей раме, выполняющей одновременно роль масляного бака. Собственно компрессор агрегатирован из двух модулей, каждый из которых имеет по 2 рабочие ступени. В каждый модуль встроено по два компактных газоохладителя из медных трубок с внутренним оребрением, омываемых снаружи охлаждаемой водой.

Рисунок 2 - Общий вид компрессора АЭРОКОМ 43-120/9 ОМ5



Рисунок 3 - Общий вид компрессорного агрегата АЭРОКОМ
АА-250/9Д

В рамках работ по программе «Рокот» ЗАО «НИИтурбокомпрессор» заключило с поставщиком системы термостатирования стартового ракетного комплекса договор на разработку и поставку МЦК Аэроком АА-250/9Д с дизельным приводом. Применение дизельного двигателя в качестве привода компрессора объясняется, в данном случае, требованиями Заказчика по обеспечению полной автономности функционирования системы термостатирования. Изготовленный в ОАО «Казанькомпрессормаш» МЦК, был поставлен заказчику в 2000 году. Основные технические параметры компрессора Аэроком АА-250/9Д (рис.3):

- объемная производительность при условиях всасывания, м ³ /мин	253
- давление всасывания, МПа	0,0996
- давление нагнетания, Мпа	0,89
- температура всасывания, °С	20
- температура нагнетания, °С	35
- мощность привода, кВт	1600

Данный МЦК с 4-мя ступенями сжатия вместе с газоохладителями установлен на раме-маслобаке. Привод – дизельный двигатель мощностью 1600 кВт, изготовленный немецкой фирмой «MTU», устанавливается на отдельной раме. Газоохладители вынесены за пределы собственно компрессора и установлены в своих корпусах. Трубные пучки газоохладителей имеют медные трубки, оребренные снаружи. Внутри трубок протекает вода, а охлаждаемый газ проходит между трубок. Такая конструкция газоохладителей упрощает очистку трубок при профилактической работе.

Надежность МЦК прежде всего связана с качеством изготовления зубчатого зацепления. Опыт изготовления высокоскоростных – до 115 м/сек, высокоточных, зубчатых зацеплений на ОАО «Казанькомпрессормаш» составляет более 20 лет. В компрессоре Аэроком 43-120/9 OM5 ведущее зубчатое колесо работает в контакте с шестернями, расположенными на «жестких» роторах, работающих до первой

критической частоты вращения. В компрессоре Аэроком АА-250/9Д аналогичное зубчатое колесо взаимодействует с шестернями, расположенными на «гибких» роторах. В компрессорах ЗАО «НИИТурбокомпрессор» зубчатые колёса с диаметром свыше 700 мм успешно применялись в условиях работы как с «гибкими» роторами, так и с «жесткими», с передаваемой мощностью в одном зацеплении до 1500 кВт.

Большое значение, наряду с обеспечением высоких эксплуатационных характеристик, имеют преимущества и удобства, получаемые Заказчиком при монтаже и эксплуатации изделия. Компановка мультипликатора, ступеней сжатия, газоохладителей, а для машин малой и средней производительности и привода в едином блоке дает существенный выигрыш в габаритах и обеспечивает максимальную заводскую готовность при монтаже и пуско-наладочных работах, относительно малые капитальные затраты. Вспомогательные агрегаты, как, например, система маслоснабжения, технологические трубопроводы, арматура и т.д. устанавливаются в пределах опорной рамы-маслобака и вместе с компрессором образуют комплектный узел. Компрессорный агрегат отправляется на место монтажа в качестве готового транспортного блока.

Компрессоры имеют пониженный уровень шума, во многом обусловленный компоновочным решением расположения газоохладителей. Установленные по периметру собственно компрессора они служат своего рода щитом от таких источников звукового давления как мультипликатор и рабочие ступени.

Процесс контроля параметров и работы компрессоров Аэроком 43-120/9 ОМ5 и Аэроком АА-250/9Д полностью автоматизирован. Предусмотрена защита от работы на аварийных режимах.

В конструкциях этих машин применен ряд эффективных технических решений, защищенных патентами РФ.

В настоящий момент ЗАО «НИИТурбокомпрессор» принимает участие в создании нового комплекса «Ангара» на космодроме «Плесецк», который позволит выводить на околоземную орбиту тяжелые космические аппараты, аналогичные запускаемым с космодрома «Байконур». В рамках этого проекта будут использованы центробежные компрессоры производительностью 250 м³/мин и давлением нагнетания до 1,6 МПа.

Разработанные в ЗАО «НИИТурбокомпрессор» параметрические ряды МЦК и производственная база ОАО «Казанькомпрессормаш» позволяют в сжатые сроки обеспечить потребность потенциальных заказчиков в компрессорах с диапазоном производительностей 30 – 800 м³/мин и давлений нагнетания до 5 МПа.

УДК 621.515.001.5

ПОТЕРЯ КПД ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ ВСЛЕДСТВИЕ МЕЖЛОПАТОЧНЫХ ВЫРЕЗОВ НА ПЕРИФЕРИИ ДИСКОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Чернявский Л. К., канд. техн. наук

ЗАО “НПФ “Невинтермаш”, г. Санкт-Петербург, Россия

Межлопаточные вырезы (рис.1) на периферии дисков центробежного колеса (так называемая “ромашка”) выполняются, как известно [1], для повышения динамической надежности полотен дисков. Дополнительный положительный эффект от “ромашки” – некоторое уменьшение массы и махового момента колеса.

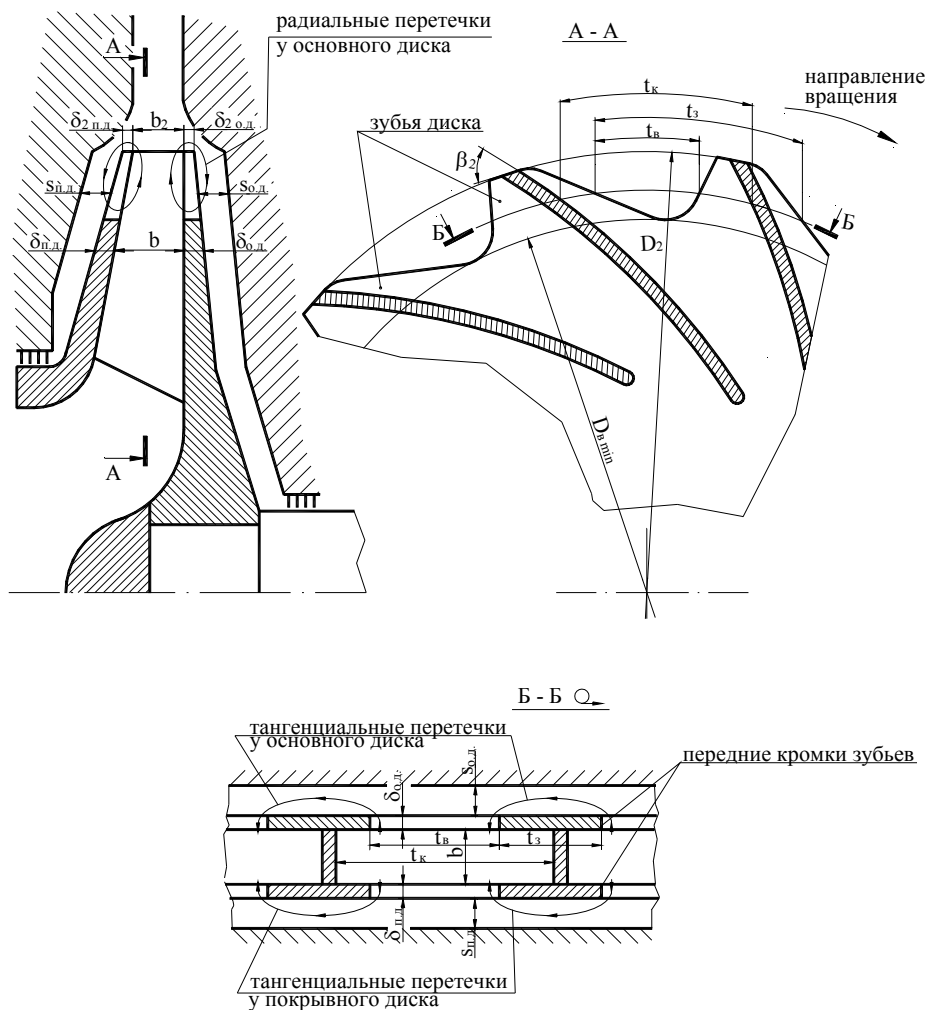


Рисунок 1 - Центробежное колесо с “ромашкой” на обоих дисках и обусловленные “ромашкой” перетечки

Будучи полезной в механическом отношении, “ромашка”, по всей вероятности, снижает гидрогазодинамическую эффективность колеса и ступени, в частности их КПД. Причины потери КПД:

- барботаж рабочей среды передними кромками зубьев дисков (“лепестками ромашки”);
- радиальные перетечки среды (см. меридиональный разрез колеса на рис.1) из области за колесом в его межлопаточные каналы по зазорам между наружными торцами дисков и статором под воздействием разности давлений среды за колесом и в межлопаточных каналах;
- тангенциальные перетечки (см. тангенциальный разрез Б-Б на рис.1) из каждого межлопаточного канала в соседний, движущийся при вращении колеса вслед за данным, по упомянутым торцевым зазорам под воздействием разности давлений в исходных и конечных точках этих перетеканий, – разности, которая имеет место вследствие известного градиента давления внутри межлопаточного канала по его шагу.

Следует отметить, что наряду с отмеченными тремя негативными явлениями “ромашка” обуславливает и один положительный эффект. Он заключается в

снижении мощности трения наружных торцевых поверхностей дисков о среду, находящуюся в зазорах между дисками и статором, благодаря уменьшению площади этих поверхностей на величину суммарной площади вырезов.

Хотя из четырех специфических явлений, обусловленных “ромашкой”, три снижают КПД ступени η и только одно повышает его, при расчетах и проектировании центробежных турбомашин отрицательным влиянием “ромашки” на η пренебрегают, даже если она выполнена на обоих дисках. Считают, что обусловленная ромашкой потеря КПД $\Delta\eta$ в любом случае невелика и укладывается в погрешность экспериментального определения η , т. е. не превышает 1 %. Однако данное мнение не подтверждено обстоятельными исследованиями, представляется спорным и поэтому нуждается в экспериментальной или теоретической проверке.

Нет необходимости пояснять, что экспериментальная проверка весьма трудоемка и дорогостояща. Кроме того, – и это главное – ей свойственна очень большая относительная погрешность, поскольку при эксперименте $\Delta\eta$ приходится находить как разность двух больших (по сравнению с $\Delta\eta$) величин, одна из которых – КПД ступени с колесом без “ромашки”, а другая – КПД той же ступени с “ромашкой” на колесе. В связи с этими соображениями величину $\Delta\eta$ целесообразно определять теоретически.

К сожалению, на сегодня не существует ни приближенных, ни, тем более, строгих методов расчета $\Delta\eta$.

Разработка строгого метода чрезвычайно сложна, так как требует решения четырех гидрогазодинамических задач, каждая из которых сложна сама по себе. При этом все они должны быть решены в вязкой постановке и с учетом взаимодействия друг с другом, а также с основным рабочим процессом в колесе и дополнительными процессами в зазорах между колесом и статором.

Несравненно проще и доступнее разработка приближенного метода, основывающегося на использовании известных экспериментальных данных по сходным гидрогазодинамическим явлениям и на упрощающих допущениях.

Если в качестве первого допущения принять взаимную независимость барботажа, радиальных перетечек, тангенциальных перетечек, дискового трения, основного и дополнительных процессов в колесе, то правомерно равенство

$$\Delta z = \Delta z_6 + \Delta z_n - \Delta z_{тр}, \quad (1)$$

в котором $\Delta\eta_6$ и $\Delta\eta_n$ – потери КПД вследствие соответственно барботажа и перетечек (суммарно обоих видов), а $\Delta\eta_{тр}$ – прирост КПД благодаря уменьшению дискового трения.

Очевидно, что $\Delta\eta_6$ – первая составляющая $\Delta\eta$ – может быть найдена как отношение мощности N_6 , затрачиваемой на барботаж, к мощности N_i , затрачиваемой на работу колеса без “ромашки” на дисках:

$$\Delta z_6 = N_6 / N_i. \quad (2)$$

Согласно теории центробежных турбомашин

$$N_i = m \psi_t (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}) u_2^2. \quad (3)$$

Здесь m – массовый расход среды через колесо;

ψ_t – коэффициент теоретического напора колеса;

$\beta_{тр}$ и $\beta_{пр}$ – известные из расчета колеса коэффициенты, учитывающие соответственно дисковое трение и протечки через уплотнение покрывного диска;

u_2 – окружная скорость на наружном диаметре D_2 колеса.

Для определения N_6 одного диска воспользуемся тем обстоятельством, что барботаж среды зубьями диска есть результат воздействия на среду главным образом передних кромок зубьев. Технологически эти кромки получают фрезерованием полотна диска цилиндрической фрезой, ось которой в процессе фрезерования

параллельна оси колеса. Поэтому поверхности кромок ориентированы в пространстве аналогично передним сторонам лопаток колеса. Это дает основание рассматривать периферийную часть диска с зубьями как специфическое центробежное колесо. Специфика его состоит, во-первых, в очень малой ширине (равной толщине диска δ), во-вторых, в полном отсутствии торцевых ограничивающих поверхностей, в-третьих, в малой длине и большой толщине профилей лопаток-зубьев (рис.2) и, наконец, - в поступлении среды на лопатки-зубья не из центра, как это имеет место в обычном колесе, а с боков, – из проточной части рассматриваемого центробежного колеса, а также из торцевого зазора между диском колеса и статором ступени.

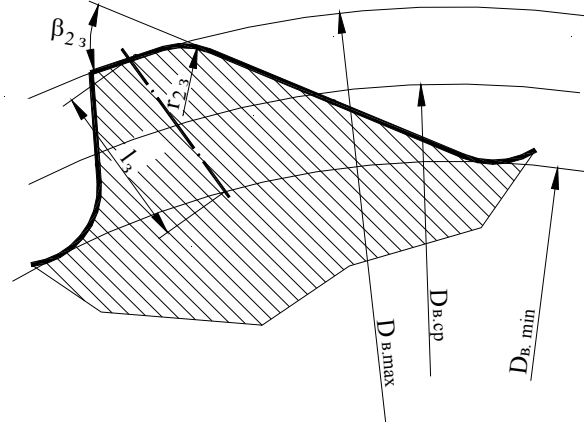


Рисунок 2 - Профиль зуба диска в радиальной плоскости

Перечисленные особенности введенного в рассмотрение колеса-диска, прежде всего две первые, дают основание утверждать, что КПД колеса-диска близок к нулю. Отсюда следует, что мощность N_6 , затрачиваемая на барботаж, может быть принята равной мощности $N_{из}$, затрачиваемой на работу колеса-диска. Следовательно, (2) можно переписать в виде

$$Дз_6 = N_{из} / N_i . \quad (4)$$

Так как колесо-диск представляет собой, хотя и весьма специфическое, но все же центробежное колесо, то применяя для $N_{из}$ выражение (3), имеем

$$N_{из} = m_3 \cdot \psi_{т.з} \cdot (1 + v_{тр.з} + v_{пр.з}) u_{23}^2 . \quad (5)$$

Подставляя (3) и (5) в (4) и принимая во внимание, что $u_{23} = u_2$, а $\beta_{тр.з}$ и $\beta_{пр.з}$ равны нулю по причине отсутствия у колеса-диска ограничивающих поверхностей, получаем

$$Дз_6 = \frac{m_3}{m} \cdot \frac{\psi_{т.з}}{\psi_t (1 + v_{тр} + v_{пр})} .$$

Если теперь ради упрощения допустить, что расходы среды через рассматриваемое колесо центробежной ступени и колесо-диск пропорциональны их ширинам на D_2 , то

$$Дз_6 = \frac{\delta_2}{b_2} \cdot \frac{\psi_{т.з}}{\psi_t (1 + v_{тр} + v_{пр})} , \quad (6)$$

где δ_2 – толщина диска на D_2 ;

b_2 – ширина рассматриваемого центробежного колеса на D_2 .

Неизвестную величину коэффициента теоретического напора колеса-диска $\psi_{т.з}$ в выражении (6) для $\Delta\eta_6$ можно довольно просто определить, если привлечь

результаты исследования [2]. Используя содержащуюся в [2] эмпирическую формулу для коэффициента уменьшения теоретического напора вследствие конечного числа лопаток и учитывая два упрощающих обстоятельства колеса-диска (отсутствие угла атаки лопаток-зубьев и небольшое изменение по радиусу их лопаточного угла β_3), имеем

$$\eta_{\tau,3} = \frac{1 - \varphi_{\tau 23} \operatorname{ctg} \beta_{23}}{1 + \frac{1 + 68 r_{23} / D_2}{\left(1 / t_{3, \text{cp}}\right)^{0.77} (1.5 + 0.018 \beta_{23})}}. \quad (7)$$

Здесь $\varphi_{\tau 23}$ – коэффициент расхода колеса-диска с учетом стеснения потока выходными кромками лопаток-зубьев;

β_{23} – выходной угол лопаток-зубьев по передней кромке (см. рис.2) в градусах;

r_{23} – радиус сопряжения передней кромки зуба с окружностью D_2 ;

l_3 – длина зуба по средней линии его профиля;

$t_{3, \text{cp}}$ – шаг зубьев по их средней окружности (см. рис.1).

Фигурирующий в (7) коэффициент расхода $\varphi_{\tau 23}$ элементарно выражается через известный коэффициент расхода рассматриваемого центробежного колеса $\varphi_{\tau 2}$, если учесть ранее сделанное допущение о соотношении расходов среды через рассматриваемое колесо и колесо-диск:

$$\varphi_{\tau 23} = \varphi_{\tau 2} \frac{\Phi_2}{\Phi_{23}}, \quad (8)$$

где τ_2 и τ_{23} – легко вычисляемые коэффициенты стеснения потока лопатками на выходе из рассматриваемого колеса и колеса-диска.

Подставляя (8) в (7), а (7) в (6), получаем окончательное выражение для первой составляющей потери КПД ступени $\Delta \eta$ вследствие наличия “ромашки” на одном диске:

$$\Delta \eta_6 = \frac{D_2}{b_2} \frac{1 - \varphi_{\tau 2} \frac{\Phi_2}{\Phi_{23}} \operatorname{ctg} \beta_{23}}{\eta_{\tau} (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}})} \left[1 + \frac{1 + 68 r_{23} / D_2}{\left(1 / t_{3, \text{cp}}\right)^{0.77} (1.5 + 0.018 \beta_{23})} \right]. \quad (9)$$

Вторая составляющая потери КПД ступени $\Delta \eta$, а именно $\Delta \eta_n$, как указано в самом начале, обусловлена радиальными и тангенциальными перетечками (см. рис.1) по межлопаточным вырезам и торцевым зазорам между дисками колеса и статором. Поэтому для каждого из дисков с “ромашкой” $\Delta \eta_n$ должна быть некоторой функцией Φ отношения площади одного выреза f_b к площади торца одного межлопаточного канала f_k и относительной величины среднего (в пределах радиальной протяженности выреза) торцевого зазора \overline{s}_{cp} :

$$\Delta \eta_n = \Phi(f_b / f_k; \overline{s}_{\text{cp}}). \quad (10)$$

Величине \overline{s}_{cp} дадим определение, по смыслу аналогичное понятию относительного зазора между свободными торцами лопаток и статором в ступенях с полуоткрытым центробежным колесом:

$$\overline{s}_{\text{cp}} = s_{\text{cp}} / (b_{\text{cp}} + d_{\text{cp}} + s_{\text{cp}}), \quad (11)$$

где b_{cp} и d_{cp} – средние в пределах радиальной протяженности выреза соответственно ширина колеса и толщина диска.

Очевидно, что как f_b / f_k , так и \overline{s}_{cp} могут принимать значения от нуля до единицы.

Имея это в виду, можно сформулировать условия, которым должна удовлетворять искомая зависимость (10). Они следующие:

1. $\Delta\eta_{\text{п}}$ должна быть возрастающей функцией как $f_{\text{в}}/f_{\text{к}}$, так и $\overline{s}_{\text{ср}}$;
2. при $f_{\text{в}}/f_{\text{к}} = 0$ $\Delta\eta_{\text{п}} = 0$ при любых значениях $\overline{s}_{\text{ср}}$;
3. при $f_{\text{в}}/f_{\text{к}} = 1$ $\Delta\eta_{\text{п}}$ должна оставаться зависящей от $\overline{s}_{\text{ср}}$;
4. при $\overline{s}_{\text{ср}} = 0$ $\Delta\eta_{\text{п}} = 0$ при любых значениях $f_{\text{в}}/f_{\text{к}}$;
5. при $\overline{s}_{\text{ср}} = 1$ $\Delta\eta_{\text{п}}$ должна оставаться зависящей от $f_{\text{в}}/f_{\text{к}}$;
6. если одновременно $f_{\text{в}}/f_{\text{к}} = 1$ и $\overline{s}_{\text{ср}} = 1$, то $\Delta\eta_{\text{п}}$ должна равняться КПД η_0 ступени с колесом без “ромашки”.

Поскольку разрабатывается приближенный метод, сделаем упрощающее допущение о линейном характере зависимости $\Delta\eta_{\text{п}}$ от $f_{\text{в}}/f_{\text{к}}$. В таком случае с учетом перечисленных шести требований, которым должна удовлетворять искомая зависимость (10), последняя принимает вид

$$\Delta z_{\text{п}} = z_0 (f_{\text{в}}/f_{\text{к}}) \varphi(\overline{s}_{\text{ср}}), \quad (12)$$

в котором $\varphi(\overline{s}_{\text{ср}})$ – подлежащая определению функция только $\overline{s}_{\text{ср}}$, причем в соответствии с условиями 1, 4 и 5 она должна быть возрастающей, обращаться в нуль при $\overline{s}_{\text{ср}} = 0$ и в единицу при $\overline{s}_{\text{ср}} = 1$.

Если поделить (12) на η_0 , то получим

$$\Delta z_{\text{п}}/z_0 = (f_{\text{в}}/f_{\text{к}}) \varphi(\overline{s}_{\text{ср}}). \quad (13)$$

Из данного соотношения следует, что $\varphi(\overline{s}_{\text{ср}})$ представляет собой зависимость $\Delta\eta_{\text{п}}/\eta_0$ от $\overline{s}_{\text{ср}}$ в случае, когда $f_{\text{в}} = f_{\text{к}}$. Это обстоятельство позволяет найти $\varphi(\overline{s}_{\text{ср}})$ на основе известных экспериментальных данных о зависимости КПД центробежной ступени с полуоткрытым колесом от относительного зазора между свободными торцами лопаток колеса и статором $\overline{s}_2 = s_2/b_2$. Использование этих данных для колеса с “ромашкой”, кажущееся, на первый взгляд, не правомерным, в действительности вполне допустимо. В самом деле, во-первых, у свободных торцов лопаток полуоткрытого колеса имеют место оба вида перетечек; во-вторых, отсутствие покрывного диска у полуоткрытого колеса означает не что иное, как $f_{\text{в}} = f_{\text{к}}$.

Экспериментальные данные нескольких исследователей, касающиеся зависимости КПД η ступени с полуоткрытым колесом от \overline{s}_2 , приведены в статье [3]. Осредненные и преобразованные в удобную для настоящей работы форму $\Delta z/z_0 = \varphi(\overline{s}_2)$,

они представлены на рис.3 сплошной линией. Видно, что эта зависимость охватывает диапазон изменения \overline{s}_2 от 0.03 до 0.15, в пределах которого представляет собой почти прямую линию. Данный диапазон \overline{s}_2 более чем достаточен для полуоткрытых

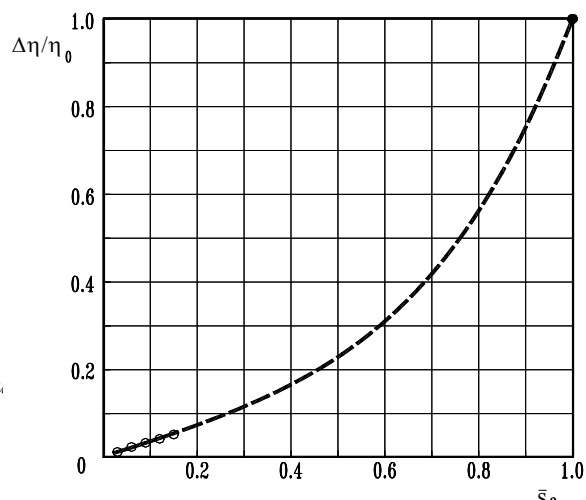


рис. 3 – зависимость $\Delta\eta/\eta_0$ от относительного зазора \overline{s}_2 между свободными торцами лопаток полуоткрытого колеса и статором;

— эксперимент;

— — — экстраполяция в точку

$\Delta\eta/\eta_0 = 1; \overline{s}_2 = 1$

колес, но совершенно недостаточен для колес с “ромашкой”. В связи с этим сплошную линию на рис.3 надо экстраполировать в область больших \overline{s}_2 , желательно вплоть до $\overline{s}_2=1$. Казалось бы неразрешимая задача экстраполяции функции на интервал, в 7 раз превосходящий диапазон, в котором функция известна, в данном случае не вызвала больших трудностей благодаря тому, что заведомо известна конечная точка экстраполяции: $Dz/z_0 = 1$ при $\overline{s}_2=1$. Результат выполненной экстраполяции изображен на рис.3 пунктиром. Вся зависимость, включая и экспериментально определенную её часть и экстраполированную, хорошо аппроксимируется кривой

$$Dz/z_0 = \varphi(\overline{s}_2) = 0.37\overline{s}_2 + 0.63\overline{s}_2^{3.86}. \quad (14)$$

Отсюда, учитывая вышеизложенные соображения о сходстве зависимостей $\Delta\eta_{\text{п}}$ от \overline{s} в колесе с “ромашкой” и в полуоткрытом колесе, можно считать, что для колеса с “ромашкой”

$$\varphi(\overline{s}_{\text{ср}}) \approx 0.37\overline{s}_{\text{ср}} + 0.63\overline{s}_{\text{ср}}^{3.86},$$

и, следовательно, (12) приобретает следующий конкретный вид:

$$Dz_{\text{п}} \approx z_0 (f_{\text{в}}/f_{\text{к}}) (0.37\overline{s}_{\text{ср}} + 0.63\overline{s}_{\text{ср}}^{3.86}). \quad (15)$$

Знак приближенного равенства в данном выражении объясняется не столько заменой \overline{s}_2 на $\overline{s}_{\text{ср}}$ (разница между $\overline{s}_{\text{ср}}$ в колесе с “ромашкой” и \overline{s}_2 в полуоткрытом колесе мала), сколько более серьезным различием в условиях перетечек в колесе с “ромашкой” и в полуоткрытом колесе. Дело в том, что тангенциальные перетечки в полуоткрытом колесе происходят под действием сравнительно большой разности давлений на передней и задней сторонах лопатки, в то время как в колесе с “ромашкой” – под действием меньшей разности давлений. Действительно, соответственно очевидному неравенству $t_{\text{в}} < t_{\text{к}}$ (см. разрез Б-Б на рис.1) давление в исходных точках тангенциальных перетечек в “ромашке” (у передних кромок вырезов) меньше, чем на передней стороне лопатки, а давление в конечных точках перетечек (у задних кромок вырезов) больше, чем на задней стороне лопатки.

Данное различие условий тангенциальных перетечек в колесе с “ромашкой” и полуоткрытом колесе приближенно можно учесть путем умножения $\Delta\eta_{\text{т.п}}$ ($\Delta\eta_{\text{т.п}}$ – часть $\Delta\eta_{\text{п}}$, обусловленная тангенциальными перетечками) на отношение $t_{\text{в ср}} / t_{\text{к ср}}$. Этот прием правомерен, если принять допущения о пропорциональности $\Delta\eta_{\text{т.п}}$ разности давлений, инициирующей тангенциальные перетечки, и о линейной закономерности изменения давления в межлопаточном канале по шагу. Второе из данных допущений недалеко от истины (см., например, [4]). Если теперь дополнительно принять, что потери от тангенциальных и от радиальных перетечек приблизительно равны друг другу, то сугубо приближенное выражение (15) для $\Delta\eta_{\text{п}}$ может быть откорректировано в менее приближенное, окончательное

$$Dz_{\text{п}} = 0.5z_0 (f_{\text{в}}/f_{\text{к}}) (0.37\overline{s}_{\text{ср}} + 0.63\overline{s}_{\text{ср}}^{3.86}) (1 + t_{\text{в ср}}/t_{\text{к ср}}). \quad (16)$$

Определившись с методиками расчета обеих составляющих потери КПД ступени $\Delta\eta$ из-за наличия “ромашки” на диске, перейдем к методике расчета прироста КПД $\Delta\eta_{\text{тр}}$ вследствие снижения мощности дискового трения $N_{\text{тр}}$, которое имеет место благодаря уменьшению площади торца диска за счет межлопаточных вырезов.

Обозначив мощность трения диска с вырезами $N_{\text{тр.в}}$, имеем

$$Dz_{\text{тр}} = (N_{\text{тр}} - N_{\text{тр.в}}) / N_{\text{и}},$$

или, что то же самое,

$$D_{з\text{тр}} = (N_{\text{тр}}/N_i) (1 - N_{\text{тр.в}}/N_{\text{тр}}). \quad (17)$$

На базе сведений о дисковом трении, содержащихся, к примеру, в [5], отношение $N_{\text{тр}}/N_i$ для рассматриваемого случая одного торца диска может быть выражено через известные коэффициенты $\beta_{\text{тр}}$ и $\beta_{\text{пр}}$ следующим образом:

$$N_{\text{тр}}/N_i = 0.5 \beta_{\text{тр}} / (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}). \quad (18)$$

Согласно тем же сведениям мощность дискового трения пропорциональна пятой степени диаметра диска. Поэтому входящая во второй множитель выражения (17) $N_{\text{тр}}$ пропорциональна D_2^5 , а $N_{\text{тр.в}}$, фигурирующая там же, – $(D_{\text{в max}}^5 + D_{\text{в min}}^5)/2$, где $D_{\text{в max}}$ и $D_{\text{в min}}$ – соответственно максимальный и минимальный диаметры диска по вырезам. Отсюда, принимая во внимание, что $D_{\text{в max}} = D_2$, получаем

$$N_{\text{тр.в}}/N_{\text{тр}} = 0.5 \left[1 + (D_{\text{в min}}/D_2)^5 \right].$$

Подстановка этого выражения и (18) в (17) дает расчетную формулу для $\Delta\eta_{\text{тр}}$

$$D_{з\text{тр}} = 0.25 \beta_{\text{тр}} \left[1 + (D_{\text{в min}}/D_2)^5 \right] / (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}). \quad (19)$$

Таким образом, потеря КПД ступени, вызванная выполнением “ромашки” на одном диске колеса, может быть приближенно рассчитана путем последовательных вычислений по формулам (9), (11), (16), (19) и (1). Если “ромашка” выполнена на обоих дисках, что чаще всего и бывает на практике, то вычисления следует провести для каждого диска, а затем сложить оба результата.

Разработанным методом была определена потеря КПД в восьми реальных ступенях с “ромашкой” на обоих дисках колес (основном и покрывном). Среди рассмотренных ступеней были самые разные: широкие ($b_2/D_2 = 0,13$) и узкие ($b_2/D_2 = 0,018$), высоконапорные ($\beta_2 = 90^\circ$) и низконапорные ($\beta_2 = 22,5^\circ$). Полученные в результате этих расчетов значения $\Delta\eta$ и ее составляющих $\Delta\eta_6$, $\Delta\eta_{\text{п}}$ и $\Delta\eta_{\text{тр}}$ таковы (в %):

	нагнетатель 270-14-7Р	1-я ступень нагнетателя 1200-25-1	ступени ЦВД компрессора 1290-121-1					
			1	2	3	4	5	6
$\Delta\eta_6$	1,5	1,9	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$\Delta\eta_{\text{п}}$	0,6	0,2	0,7	0,9	1,0	1,2	1,3	1,4
$\Delta\eta_{\text{тр}}$	0,2	0,2	0,2	0,4	0,6	0,7	0,8	0,9
$\Delta\eta$	1,9	1,9	2,0	2,1	2,1	2,3	2,4	2,5

Как видим, потеря КПД $\Delta\eta$ составляет $1,9 \div 2,5$ %. Это, хотя и небольшая, но далеко не пренебрежимая величина. Следовательно, при проектировании новых центробежных турбомашин, в том числе компрессоров, учет потери КПД, обусловленной выполнением на дисках колес “ромашки”, обязателен.

Другие выводы, вытекающие из выполненных расчетов:

- главной причиной потери КПД является барботаж среды передними кромками зубьев дисков: согласно таблице $\Delta\eta_6$ составляет в рассмотренных ступенях около 2/3 от $(\Delta\eta_6 + \Delta\eta_{\text{п}})$;

- прирост КПД, обусловленный уменьшением трения дисков с “ромашкой” о среду в торцевых зазорах между колесом и статором, на порядок меньше потери КПД вследствие барботажа и перетечек: в соответствии с таблицей $\Delta\eta_{\text{тр}}$ составляет в рассмотренных ступенях $0,1 \div 0,26$ от $(\Delta\eta_6 + \Delta\eta_{\text{п}})$.

В заключении – соображения по поводу уменьшения отрицательного влияния “ромашки” на КПД центробежной ступени.

Из формулы (9), определяющей основную составляющую потерь КПД $\Delta\eta$, видно, что для уменьшения $\Delta\eta_6$ надо уменьшать размеры δ_2 , τ_{23} , β_{23} и l_3 , а также увеличивать r_{23} и $t_{3,ср}$. К сожалению, возможностей сколько-нибудь значительного уменьшения δ_2 , τ_{23} , β_{23} и l_3 на практике нет. И уж вовсе нет никакой возможности увеличивать $t_{3,ср}$, поскольку глубина вырезов и их число, от которых зависит $t_{3,ср}$, заданы и, значит, изменению не подлежат. Следовательно, единственным рычагом уменьшения $\Delta\eta_6$ является увеличение r_{23} , т. е. радиуса сопряжения передней кромки зуба с окружностью D_2 (см. рис.2). Но и эта возможность уменьшения $\Delta\eta_6$ весьма ограничена, так как большое увеличение r_{23} имеет следствием уменьшение площади выреза, что противоречит цели выполнения “ромашки”.

Таким образом, значительное уменьшения $\Delta\eta_6$ за счет параметров, фигурирующих в (9), невозможно. И тем не менее способ понизить $\Delta\eta_6$, причем радикальный, имеется. Он заключается в утонении тангенциальных сечений зубьев диска с “ромашкой” в направлении к передним кромкам зубьев. Как показали расчетные оценки, даже простое закругление передних кромок в этих сечениях (рис.4) на порядок уменьшает барботаж благодаря тому, что кромки становятся более или менее удобообтекаемыми. В случае же утонения тангенциальных сечений в виде заострений (рис.5) барботаж, очевидно, почти совсем исчезает.

Что касается второй составляющей потерь КПД ($\Delta\eta_n$, обусловленной перетечками), то из формул (16) и (11) с несомненностью следует, что единственным, но зато очень эффективным, рычагом уменьшения $\Delta\eta_n$ является минимизация торцевого зазора s между диском колеса и статором. К этому и нужно стремиться на практике в случае выполнения на диске “ромашки”.

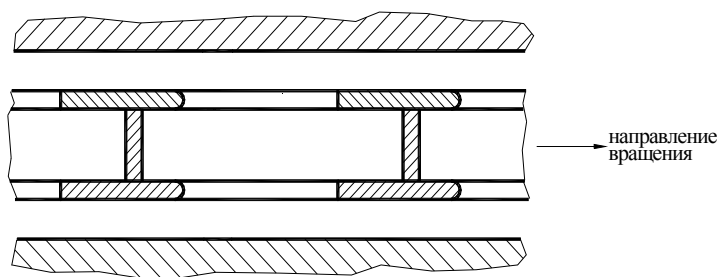


Рисунок 4 - Тангенциальное сечение периферийной части колеса с “ромашкой” при закругленных передних кромках зубьев дисков

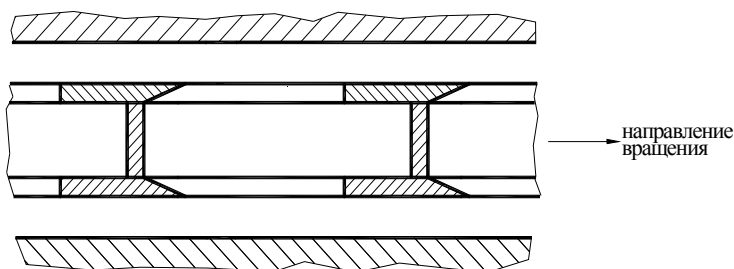


Рисунок 5 - Тангенциальное сечение периферийной части колеса с “ромашкой” при заостренных передних кромках зубьев дисков

Главный же вывод, вытекающий из данной работы, состоит в следующем: для повышения динамической надежности лопаток дисков центробежных колес следует применять не “ромашку”, а другие технические решения, не оказывающие отрицательного влияния на КПД ступени, например – утолщение периферийной части дисков.

SUMMARY

The paper presents a rapid method designed to calculate decrease of centrifugal stage efficiency due to peripheral interblade cuts on impeller disks. Lists the results on calculation by this method for eight typical stages of industrial centrifugal compressors. According to these results decrease of efficiency is from 1.9 to 2.5 %. In conclusion the paper tips on the ways to minimize the decrease of stage efficiency.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Раер Г. А. Динамика и прочность центробежных компрессорных машин. – Л.: Машиностроение, 1968. – 258 с.
2. Чернявский Л. К. Развитие инженерного подхода к расчету теоретического напора центробежного колеса // Компрессорная техника и пневматика. – 2001. - №10. – С. 11-12.
3. Скрипкин Ю. В., Межерский А. Д. Влияние осевого зазора центробежного компрессора на основные характеристики его работы // Энергетическое машиностроение (экспресс-информация НИИЭинформэнергомаш). – 1987. – вып. 7. – С. 4-11.
4. Герасимов А. В. Структура потока и потери в центробежных компрессорных колесах, спрофилированных по методу ЛПИ: Автореф. дис. ... канд. техн. наук – Л., 1983. – 16 с.
5. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. – Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с.

УДК 681.322:621.5.041:533.697

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РЕАЛИЗАЦИЯ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ВЕНЦОВ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Угрюмов М. Л.*, канд. техн. наук, доц.; Цегельник А. М.*, ассист.;

Прокофьев С. А.*, асп; Меньяйлов А. В., канд. техн. наук**

**Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского “ХАИ”,*

г.Харьков

***ОАО «Мотор Сич», г. Запорожье, Украина*

Одной из важнейших задач современного компрессоростроения является проектирование лопаточных венцов для создания конкурентоспособных авиационных двигателей и промышленных компрессорных установок, обладающих высоким КПД. Применяющиеся в настоящее время методики проектирования венцов турбомашин ориентированные на использование стандартных типов профилей, не позволяют получить форму лопатки, обеспечивающую минимум потерь в лопаточном венце, и, соответственно, высокий КПД всего компрессора в целом. С другой стороны, разработка принципиально новых типов профилей для венцов турбомашин – трудоемкая и дорогостоящая задача. Поэтому, разумным подходом является разработка методики и создание автоматизированной САД-системы для совершенствования существующих лопаточных венцов турбомашин.

Основной целью данного исследования является разработка автоматизированной системы компьютерного проектирования аэродинамически совершенных высоконагруженных венцов путем их трехмерного рационального профилирования на основе системной структуризации, моделирования трехмерного вязкого течения газа в межлопаточных каналах и комплексного использования способов управления

отрывом потока в них — для использования в практике проектирования и доводки турбомашин.

В настоящее время существует ряд подходов к созданию подобных методик.

В работе [1] описаны программные комплексы: FlowER, в котором реализован метод решения уравнений Навье-Стокса, и Optimus, использующий метод Нелдера-Мида (деформируемого многогранника) для оптимизации формы профилей. Использование упомянутых программных комплексов позволяет получить достаточно точное решение на каждом шаге оптимизации. Но даже при малом количестве управляющих переменных для решения задачи оптимизации профиля требуются значительные вычислительные ресурсы, что обусловлено алгоритмом решения.

В работе [2], вычисление целевой функции также основано на результатах решения уравнений Навье-Стокса. В качестве методов оптимизации используются: градиентные, генетические, случайного поиска.

В работе [3] для оптимизации пространственной формы лопатки применен алгоритм решения обратной задачи с использованием модели распределенных источников-стоков.

Основным отличием разработанного авторами комплекса является малое время и высокая точность расчетов. Для получения оптимальной формы лопатки необходимо выполнить не более четырех прямых расчетов параметров потока. Эти преимущества достигнуты благодаря предлагаемой оригинальной постановке задачи и эффективным алгоритмов расчета, описанных в [4, 5].

ОБОБЩЕННЫЙ АЛГОРИТМ ОПТИМИЗАЦИИ ФОРМЫ ЛОПАТКИ ВЕНЦА ТУРБОМАШИНЫ

Полный цикл расчета и оптимизации формы лопатки состоит из следующих этапов.

1. **Построение радиальной модели исходной лопатки.** На этом этапе по набору плоских сечений строится радиальная модель лопатки [4], задающая ее координатами средних линий и радиусами вписанных окружностей по сечениям вдоль размаха лопатки.
2. **Построение трехмерной сетки для исходного венца.** Из радиальной модели с учетом ряда ограничений и условия периодичности строится трехмерная разностная сетка.
3. **Трехмерный расчет параметров потока.** Рассчитываются параметры потока (распределения скоростей, давления, плотности в межлопаточном канале). Расчет производится по модифицированному методу Годунова с использованием пограничного слоя [5, 6], благодаря чему сокращается время расчета по сравнению с программами, основанными на решении уравнений Навье-Стокса.
4. **Построение идеального распределения скорости.** На основе результатов прямого расчета параметров потока строятся параметризованные распределения скоростей (рис. 1) по сечениям на поверхностях тока вдоль размаха лопатки, которое затем оптимизируется с целью свести потери к минимуму. Ограничением является условие конструктивной реализуемости профилей, имеющих такие распределения. В результате параметризации количество управляющих переменных для каждого сечения по высоте лопатки сведено к трем: $S_{ss\ 2}$, $S_{ps\ 2}$, $V_{ss\ max}$.

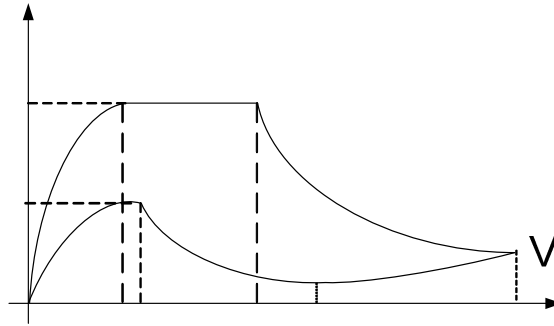


Рисунок 1 - Параметризованное представление идеального распределения скорости

5. **Коррекция профилей.** На этом этапе вычисляются поправки к координатам узлов исходных профилей, задаваемые дважды гладкими кубическими сплайнами, с тем, чтобы распределения скорости модифицированных, согласно этим поправкам, профилей V_2 были как можно ближе к идеальным распределениям скорости V_1 , то есть имел место минимум потерь. Расчет $V_2(s)$ осуществляется по формулам:

$$V_2 = \sqrt{2 \cdot k \cdot \frac{\rho_0 - \rho_2}{k-1} + V_0^2}; \quad \rho_2 = \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \rho_0;$$

$$p_2 = p_0 + \rho_0 \cdot V_0^2 \cdot \left[-b_0 \cdot C_0 \cdot \sigma + b_1 \cdot \frac{\frac{d^2 \sigma}{ds^2}}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{1 - M_0^2} \cdot |C_0|} + b_2 \cdot \frac{\psi}{\rho_0 \cdot V_0} \right];$$

$$\psi = \frac{d(\rho_0 \cdot V_0 \cdot \sigma)}{ds};$$

где b_0, b_1, b_2 – эмпирические коэффициенты; $\sigma(s)$ – величина коррекции профиля; $\rho_0(s)$ – плотность; $V_0(s)$ – полная скорость; $M_0(s)$ – число Маха; $C_0(s)$ – кривизна исходного профиля.

6. **Поверочный трехмерный расчет параметров потока.** Осуществляется расчет параметров потока в модифицированном межлопаточном канале, согласно пункту 3. В результате находим уточненные распределения скорости и коэффициенты b_i . Шаги 5, 6 повторяются до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность вычисления коэффициентов b_i , для чего обычно достаточно трех итераций.

ОБЪЕКТНАЯ МОДЕЛЬ

Основными требованиями, предъявляемыми к программным комплексам такого типа, являются следующие:

- возможность нахождения оптимального решения за минимальное время счета;
- возможность интеграции с используемыми программными комплексами;
- возможность работы на машинах с различными операционными системами (кроссплатформенность);
- простота в использовании;
- поддержка распределенных вычислений.

Для реализации этих возможностей был выбран объектно-ориентированный подход и язык программирования C++. В качестве основной альтернативы рассматривался язык программирования Java, однако этот вариант был отвергнут из-за меньшего быстродействия.

Каждый этап является сложным блоком, использующим различные численные методы. Кроме разработки блоков решения базисных задач необходимо также создание многофункционального интерфейса пользователя (ввод исходных данных, просмотр результатов, коррекцию параметров и т.д.), а также управление процессом вычислений (контроль вводимых чисел, возможность “отката” на один шаг назад, синхронизацию многопоточных приложений, открытие/сохранение данных и т.д.). Отметим также, что на всех этапах расчета используются стандартные математические средства (методы интерполяции, решения алгебраических, трансцендентных и обыкновенных дифференциальных уравнений, вычисления интегралов, оптимизации с различными целевыми функциями и т.д.); параметры, задающие формы профилей лопатки, и параметры венца - являются сложной структурой данных. Исходя из вышеизложенного, были сформированы следующие пакеты (модули) программы:

- управления;
- математических средств;
- расчет параметров профилей в сечениях по высоте лопатки;
- построения радиальной модели;
- построения трехмерной сетки;
- трехмерного расчета параметров потока;
- построения идеального распределения скорости;
- коррекции профилей;
- пользовательского интерфейса.

Взаимодействие пакетов показано на рис.2. Условные обозначения соответствуют универсальному языку проектирования UML. Все пакеты, кроме пакета пользовательского интерфейса не зависят от среды разработки, операционной системы и могут быть откомпилированы любым компилятором C++, поддерживающим стандарт ISO/IEC 14882 “Standart for the C++ Programming Language”.

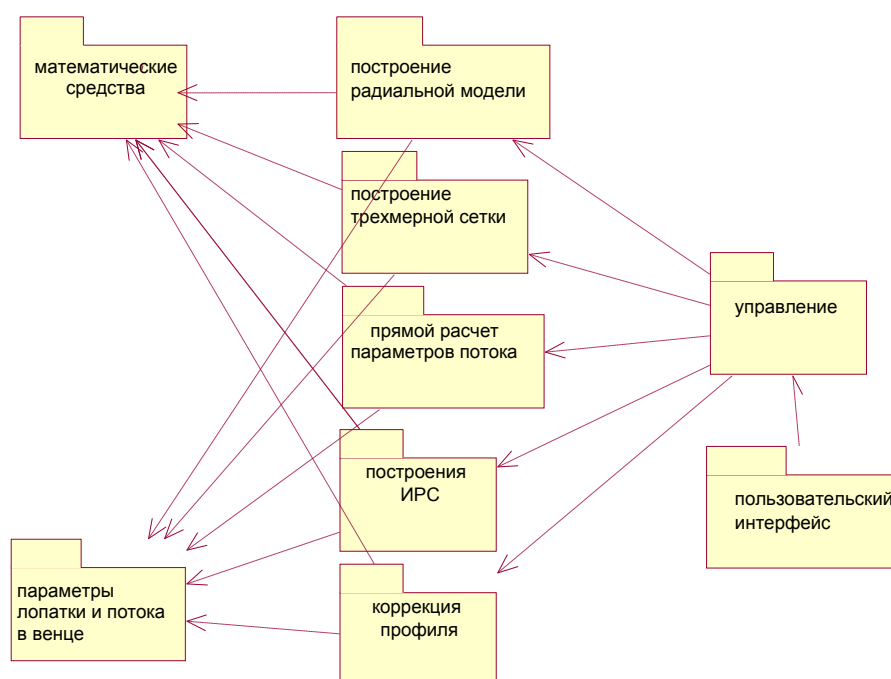


Рисунок 2 - Основные программные пакеты

Каждый пакет предоставляет интерфейс, необходимый для его использования. Детали реализации скрываются. Благодаря этому возможно решение задачи в целом, подробности реализации не оказывают влияния на все части программы. Лучшим способом представления интерфейса считается набор классов, связанных между собой отношениями использования и наследования. Ниже описываются назначение и основные особенности каждого из пакетов.

В пакете математических методов представлены классы и функции, реализующие наиболее часто используемые численные методы: нахождения корней алгебраических и трансцендентных уравнений и систем, интерполяции, оптимизации функций, решения дифференциальных и интегральных уравнений, вычисления интегралов, производных функций и др. Здесь же описаны классы, представляющие многомерные массивы данных и операции для работы с ними. Так как этот пакет наиболее часто используется и скорость выполнения описанных в нем операций имеет наибольшее влияние на время расчета, в нем активно используются параметризованные классы и встраиваемые функции.

В интерфейсной части расчетных пакетов, как правило, содержится один класс, который организует обмен данными с основной программой. Это повышает раздельность кода и дает возможность разрабатывать эти пакеты независимо разным разработчикам. Пользовательский интерфейс зависит от среды разработки и использует стандартные средства ввода и отображения информации. Кроме этого формируется единый, независимый от среды разработки интерфейс для взаимодействия с управляющим пакетом. Он обеспечивает следующие задачи общения с пользователем: открытие, сохранение файлов проекта; запуск на счет очередного этапа; возврат назад на нужное количество этапов; остановку расчета при необходимости; просмотр информации как в текстовом виде, так и в виде графиков, трехмерных моделей, диаграмм. Существует возможность конфигурирования процесса расчета. Все независимые расчеты одновременно запускаются в отдельных потоках. Каждый поток может выполняться на удаленном компьютере (при использовании нескольких компьютеров, объединенных в локальную сеть) или на разных процессорах (при использовании мультипроцессорного компьютера). При использовании однопроцессорной рабочей станции потоки будут выполняться одновременно, распределение ресурсов процессора между ними возложено на операционную систему. Обеспечивается синхронизация данных между потоками при необходимости.

Параметры, задающие формы профилей лопатки и венца сгруппированы по функциональным признакам (конструкторские, гидравлические, размерность и координаты точек сетки и т.д.) и представлены в соответствующих классах. Эти классы описаны в пакете расчета параметров профилей лопатки в сечениях по высоте лопатки и трехмерного расчета параметров потока.

ТЕСТОВЫЕ ПРИМЕРЫ

На рисунках 3, 4 представлены результаты перепрофилирования направляющего аппарата вентилятора перспективного авиационного двигателя с использованием разработанной автоматизированной системы совершенствования венцов турбомашин. На рис. 3 представлены распределения скорости вдоль линий тока в среднем по высоте лопатки сечении, на рис. 4 исходная и откорректированная после первой итерации формы профиля. В результате перепрофилирования полные потери кинетической энергии в венце были уменьшены на 12%.

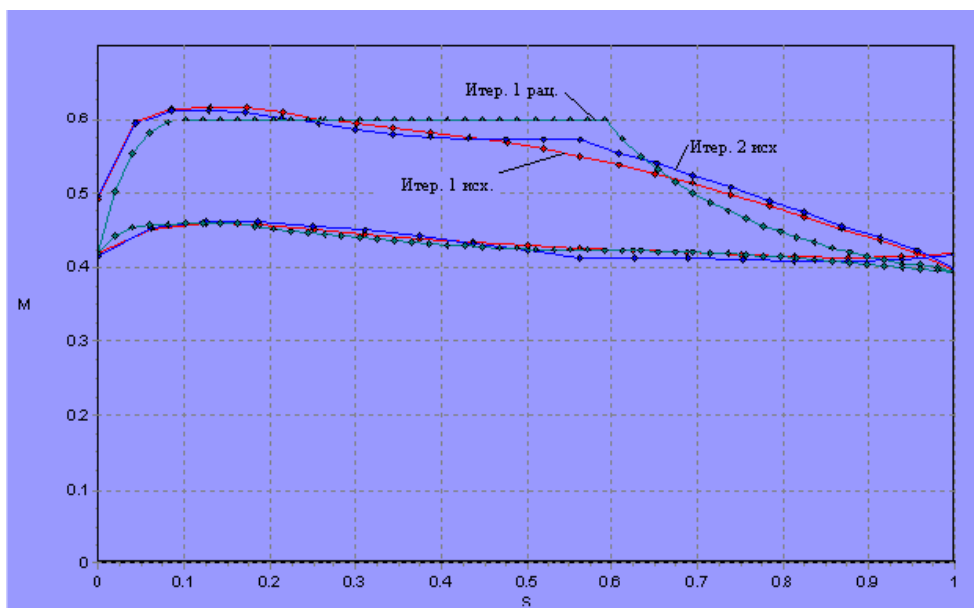


Рисунок 3 - Распределения скоростей в среднем сечении

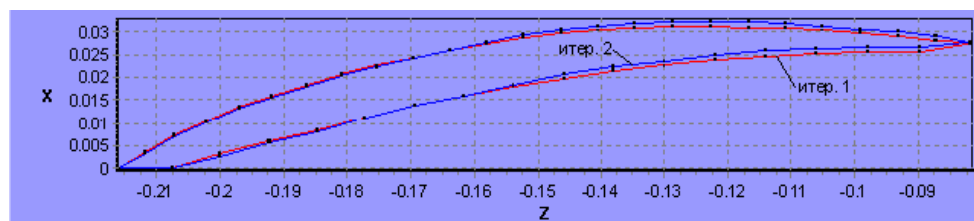


Рисунок 4 - Форма профиля в среднем сечении

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана объектная модель, на базе которой создана CAD-система “Blade”. Созданный комплексный программный продукт является удобным и отвечающим современным требованиям инструментом для инженера-проектировщика венцов турбомашин. Новая система “Blade” позволяет создавать высокоэффективные лопаточные венцы турбомашин.

SUMMARY

Generalized algorithm of turbomachinery blade rows shape optimization is described. Algorithm consists of six steps and characterized by the relatively low requirements to the resources of computer. A developed objective model and diagram of software packages and results of test calculations are considered.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин/ А. В. Бойко, Ю. Н. Говорушенко, С. В. Ершов, А. В. Русанов, С. Д. Северин. – Харьков, НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с.
2. A flexible and automatic design environment applied to the optimization of turbomachinery blades/ S. Pierret, A. Demeulenaere, B. Gouverneur, C. Hirsch// Papers from the Fifteenth International Symposium on Air Breathing Engines.- Bangalore (India).-2001.-16p. (ISABE Paper No. 2001-1054).
3. Demeulenaere A., Van den Braembussche R. Three-Dimensional Invers Method for Turbomachinery Blade Design // Journal of Turbomachinery. – 1998. – Vol. 120. – pp. 247-255.
4. Чернышев Ю. К. Выпуклые векторные сплайны в применении к профилированию лопаток ГТД // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр. / Государственный аэрокосмический ун-т им. Н.Е.Жуковского «ХАИ».- Х., 2000. - Вып.21. - С. 16-18.

5. Угрюмов М.Л., Меняйлов А.В., Цегельник А.М. Параметрический синтез трехмерного рационального профилирования венцов турбомашин с использованием САЕ – систем // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр. / Государственный аэрокосмический ун-т им. Н.Е.Жуковского «ХАИ»*. - Х., 2000. - Вып.21. - С.195-201.
6. Комп'ютерна інтерактивна система аеродинамічного аналізу і удосконалення вінців турбомашин «Експерт»: Свідчення про державну реєстрацію виключної правомірності особи на твір ВП № 666, Національний аерокосмічний університет ім.Н.Е.Жуковського «Харківський авіаційний інститут»/ М.Л.Угрюмов, Ю.К.Чернишов, Ю.А.Скоб, С.А.Прокоф'єв (Україна). - Дата реєстрації 27.10.2000; Дата видачі 27.11.2000.

УДК 621.165:51.380

ПРОБЛЕМЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРЕХМЕРНЫХ ВЯЗКИХ ТЕЧЕНИЙ В ОСЕВЫХ И ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРАХ

Русанов А.В., канд. техн. наук, ст. науч. сотр.;

Ершов С.В., д-р техн. наук, вед. науч. сотр.

Институт проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН Украины

ООО «FlowER», г. Харьков, Украина

ВВЕДЕНИЕ

Развитие вычислительных методов газовой динамики и стремительный рост производительности компьютерной техники привели к созданию ряда пакетов прикладных программ, предназначенных для моделирования пространственных турбулентных течений в устройствах сложной формы (*Fluent* [1], *CFX-TASCflow* [2], *FlowER-U* [3] и др.). И если еще в 1989 году Н.Кампсти утверждал: “Использование уравнений Навье-Стокса для одновременного анализа течения в нескольких лопаточных аппаратах является делом далекого будущего” [4], то сегодня, расчеты пространственных вязких течений на основе численного интегрирования уравнений Навье-Стокса в многоступенчатых турбомашинах – реальность [5]. Однако моделирование потока в лопаточных машинах и, особенно, в компрессорах сопряжено с рядом трудностей, что связано как со сложностью физических процессов, происходящих в исследуемых аппаратах, так и с проблемами адекватности математических моделей.

По мнению авторов, одними из наиболее сложных для численных исследований являются неустойчивые, склонные к отрывам течения, например, в современных высоконагруженных компрессорах. В предлагаемой работе рассмотрены проблемы моделирования и вопросы технологии выполнения расчетов потока в компрессоре вблизи границы устойчивости. Проанализирован парадокс получения относительно хороших результатов для срывных и околосрывных режимов по схемам низких порядков точности и на грубых сетках (расчеты с большой схемной вязкостью). Показана первостепенная важность адекватного моделирования турбулентности. Исследовано влияние формы меридиональных обводов на структуру течения в радиальных компрессорах. Проанализирована структура потока в осевом компрессоре с учетом периодически нестационарного аэродинамического взаимодействия взаимно движущихся лопаточных венцов.

ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД. ТЕХНОЛОГИЯ ПРОВЕДЕНИЯ РАСЧЕТОВ.

ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ

Для выполнения газодинамических расчетов трехмерного вязкого потока в многоступенчатой турбомашине используется программный комплекс *FlowER*[®] [6]. Течение газа описывается осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье-Стокса. Моделирование турбулентности осуществляется с помощью дифференциальной модели Ментера (SST) [7]. Свойства рабочего тела описываются уравнениями

состояния совершенного газа, Тамманна и Ван-дер-Ваальса с постоянными либо переменными теплоемкостями. При решении задачи о течении в компрессоре для строгого учета нестационарного взаимодействия лопаточных аппаратов необходимо проводить расчет во всех межлопаточных каналах каждого венца с изменением взаимного положения решеток на каждом шаге по времени. Такой подход требует больших вычислительных затрат и расчеты, выполняемые на его основе, пока еще нельзя широко использовать в практике проектирования. Альтернативой этому способу вычислений может быть подход с постановкой граничных условий обобщенной пространственно-временной периодичности течения. В этом случае накладываются некоторые ограничения на моделируемые явления и возможные геометрические конфигурации проточных частей, но существенно снижаются время проведения расчетов и величина необходимой оперативной памяти [8]. Исходные уравнения решаются численно неявной ENO схемой второго порядка аппроксимации [9]. Комплекс позволяет учитывать выдувы охлаждающего воздуха с поверхностей меридиональных обводов и лопаток, надбандажные, диафрагменные протечки и течение в радиальном зазоре. Программные модули комплекса написаны на алгоритмическом языке Fortran-90.

Известно, что лопаточный компрессор является достаточно «капризным» устройством, склонным к проявлению различных видов неустойчивой работы, таких как, например вращающийся срыв или помпаж. Кроме того, вывод компрессора на расчетные режимы работы, также является задачей, требующей своего решения. Множество проблем, возникающих в реальных компрессорах, переносятся и на процессы численного моделирования течений в них при решении трехмерных нестационарных уравнений Навье-Стокса. Так, результаты расчета могут зависеть от начального приближения. Как и для большинства реальных компрессоров существует большой диапазон граничных условий, для которых можно получить несколько решений относящихся к рабочей, либо срывной характеристикам. При неудачном выборе начального приближения, возможен случай, когда в процессе установления возникнут обратные течения на границах входа либо выхода. Правильная постановка граничных условий в этом случае затруднена, и это может привести к необратимым последствиям (сбой в расчете или получение результатов с недоопределенными либо переопределенными граничными условиями). Как показывает опыт, расчеты течения в компрессоре достаточно надежно начинать при граничных условиях, соответствующих режиму заклинивания. Затем после установления полученное решение необходимо использовать в качестве начального приближения для следующей точки, соответствующей меньшему расходу на напорной характеристике. Такая процедура выполняется до тех пор, пока напорная характеристика не будет пройдена полностью. По мере приближения к границе устойчивости, необходимо уменьшать шаг изменения граничных условий. Это связано с тем, что смену граничных условий можно рассматривать как возмущение, вносимое в проточную часть, а при относительно большой его величине компрессор может перейти в область неустойчивой работы. В таком случае имеет смысл вернуться к предыдущей точке на характеристике и от нее попробовать выполнить расчет с меньшим шагом изменения граничных условий.

В настоящее время, традиционными являются задание на входе в проточную часть полных параметров и углов натекания потока, а на выходе – статического давления. В этом случае возмущения, возникающие в потоке, отражаются от границ, а расчет сходится медленнее и менее устойчив. Кроме того, как показывает практика расчетов течений в компрессорах, задание статического давления на выходе не всегда обеспечивает единственность решения. В связи с этим, желательно использование не отражающих условий [10] на границах входа и выхода. К сожалению, практически невозможно задать не отражающие граничные условия на входе, при которых будут обеспечены необходимые режимные параметры (полные температура и давление). При постановке не отражающих граничных условий на

выходе, также нельзя гарантированно обеспечить, например, необходимое статическое давление, но с учетом того, что все равно необходимо выполнять расчет всей напорной характеристики, это не принципиально.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СХЕМНОЙ ВЯЗКОСТИ И МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НА РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ В РОТОРЕ ВЫСОКОНАГРУЖЕННОГО КОМПРЕССОРА

Поскольку течение в компрессоре является диффузорным, в нем практически всегда существуют либо отрывные зоны, либо предотрывные явления. Причем, по мере увеличения нагруженности компрессора, возрастает величина и число таких зон вплоть до наступления потери устойчивости. Адекватное моделирование отрывных течений в компрессоре является одной из наиболее сложных задач вычислительной газодинамики. Так, если отрывы получаются больше существующих в реальности, то раньше наступает потеря устойчивости компрессора. А в случае, если они значительно меньше или вообще отсутствуют, то соответственно граница потери устойчивости сдвигается влево. Основное влияние на адекватность моделирования отрывных течений оказывают соотношение схемной и «физической» вязкостей. Величина схемной вязкости зависит как от разностной схемы, так и от размеров ячеек расчетной сетки. На точность определения «физической» вязкости первостепенное влияние оказывает выбор модели турбулентности. Необходимо стремиться к тому, чтобы схемная вязкость была максимально мала, а «физическая» вязкость моделировалась максимально точно. На практике может реализоваться ситуация, когда менее точные схемы на грубых сетках дают относительно неплохие результаты, в то время как при расчетах по более точным схемам на мелких сетках осуществляется преждевременный переход на срывные режимы. Это происходит в тех случаях, когда недостаточно адекватно моделируется «физическая» вязкость, т.е. ее величина занижена. Поэтому, когда схемная вязкость мала (схемы высоких порядков аппроксимации на мелких сетках), отсутствуют механизмы для подавления отрывов, а ее увеличение (понижение порядка аппроксимации, введение искусственной вязкости, огрубление разностной сетки) частично компенсирует нехватку «физической» вязкости, что может приводить к улучшению результата. Описанное выше поведение решения можно проиллюстрировать на примере известного теста – Rotor 37 [11]. Численное исследование потока в данном объекте с помощью используемого в настоящей работе метода, а также сопоставление полученных результатов с данными других авторов, приведены в работе [12]. Выполнено пять вариантов расчетов для исследуемого компрессора (см. таблицу 1), результаты которых представлены на рис. 1. Все расчеты велись от границы запираания до срывного режима, таким образом крайние левые точки соответствуют границам устойчивости, полученным численно.

Таблица 1

№ расчета	Разностная схема	Модель турбулентности	Расчетная сетка (количество ячеек)
1	ENO	алгебраическая Болдуина-Ломакса	≈ 60000
2	TVD	алгебраическая Болдуина-Ломакса	≈ 60000
3	TVD с искусственной вязкостью	алгебраическая Болдуина-Ломакса	≈ 60000
4	ENO	SST Ментера	≈ 60000
5	ENO	SST Ментера	≈ 500000

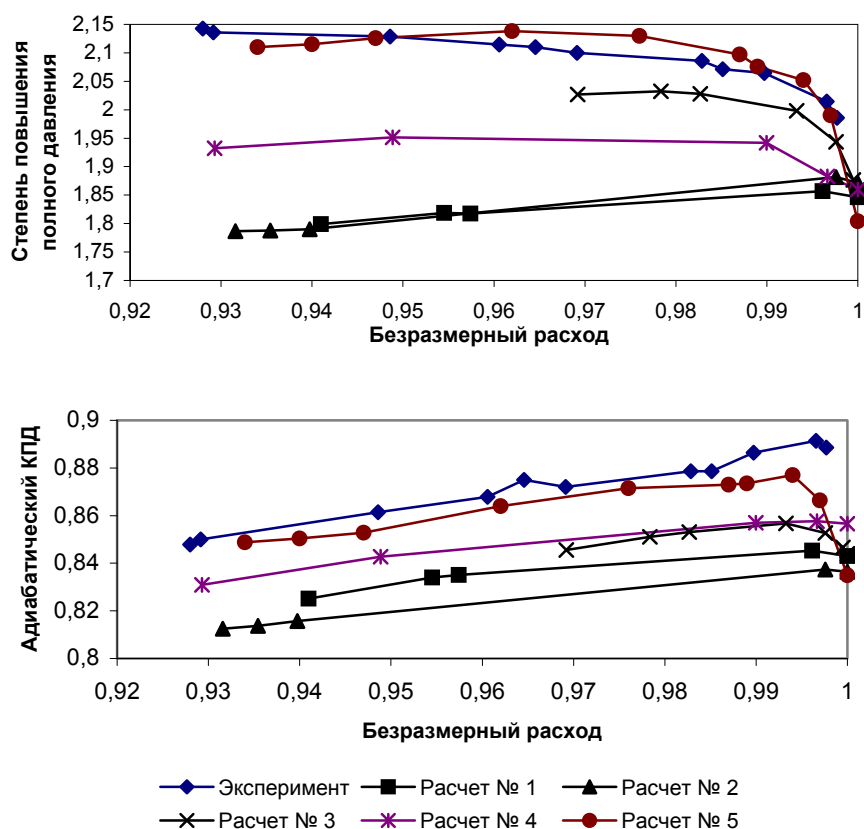


Рисунок 1 - Влияние схемной и «физической» вязкостей на результаты расчета

Из представленных результатов видно, что расчет по схеме с наименьшей схемной вязкостью и моделью турбулентности Болдуина-Ломакса на грубой сетке (расчет № 1) дает существенную погрешность по сравнению с экспериментальными данными, в том числе и по положению границы устойчивости. При расчете по схеме, имеющей большую аппроксимационную вязкость (расчет № 2), улучшается определение границы устойчивости, но менее точно находится значение адиабатического КПД. Если ввести дополнительную искусственную вязкость (расчет № 3), то существенно улучшается соответствие численных и экспериментальных данных вблизи границы записания, но при этом срыв компрессора происходит значительно раньше. Расчеты, выполненные по схеме с меньшей схемной вязкостью и с использованием двухпараметрической модели турбулентности SST Ментера (расчеты № 4, 5) позволили достичь лучшего согласования численных результатов и экспериментальных данных как по величине КПД, так и по определению границы устойчивости, причем при измельчении сетки (уменьшении схемной вязкости) это согласование улучшается. Интересно отметить, что при использовании алгебраической модели турбулентности Болдуина-Ломакса, на сетке около 500000 ячеек, удается получить расчет практически только на режиме записания, а все попытки сдвига влево по характеристике приводили к потере устойчивости рассчитываемого течения, и решение переходило на срывную ветвь характеристики.

Полученные результаты подтверждают необходимость использования для расчетов течений в высоконагруженных компрессорах как разностных схем с малой схемной вязкостью, так и адекватных моделей турбулентной вязкости.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ФОРМЫ МЕРИДИОНАЛЬНЫХ ОБВОДОВ НА ТЕЧЕНИЕ В РАДИАЛЬНОМ КОМПРЕССОРЕ

Радиальные и осерадиальные компрессоры благодаря высокой производительности при относительно малых размерах широко применяются в современном энергетическом машиностроении. Однако по экономичности они уступают осевым машинам. Это связано с большей сложностью и соответственно с меньшей изученностью структуры течения в радиальных компрессорах. Поток в таких проточных частях является существенно трехмерным с большим числом отрывных и вихревых зон. Радиальные машины имеют большие резервы аэродинамического совершенствования. В настоящем параграфе рассмотрен один из способов влияния на структуру течения радиального компрессора – изменение формы меридиональных обводов в диффузоре между рабочим колесом и обратным направляющим аппаратом. Подобное исследование было проведено авторами для «крупногабаритной» радиальной ступени компрессора [13]. В настоящей работе исследовалась ступень существенно меньших размеров, вид которой представлен на рис. 2. Рассмотрено три варианта меридиональных обводов: исходный (вариант 1, рис. 2а), с модифицированным корневым обводом (вариант 2, рис. 2б) и с модифицированными корневым и периферийным обводами (вариант 3, рис. 2в).

На рис. 3 – 5 показаны векторы скорости в районе разворота потока на 180 градусов в меридиональном направлении для трех сечений по шагу решетки. Видно, что в исходной конструкции (рис. 3) имеют место отрывные зоны, как у корня, так и на периферии. С целью уменьшения отрывов, выполнена модификация корневого обвода, обеспечивающая уменьшение диффузорности течения в районе разворота потока. В этом случае практически исчезли обратные течения у корня, но остались у периферийного обвода (рис. 4). Суммарные потери кинетической энергии в ступени снизились приблизительно на 0,4%. После модификации периферийного обвода практически исчез отрыв и на периферии (рис. 5), но выигрыш по потерям кинетической энергии в ступени снизился на 0,1% по сравнению с вариантом 2. По-видимому, это связано с тем, что при уменьшении площади проходного сечения с одной стороны снижается диффузорность, и отрывы становятся меньше, но с другой стороны, сужается «ядро» потока, где потери малы.

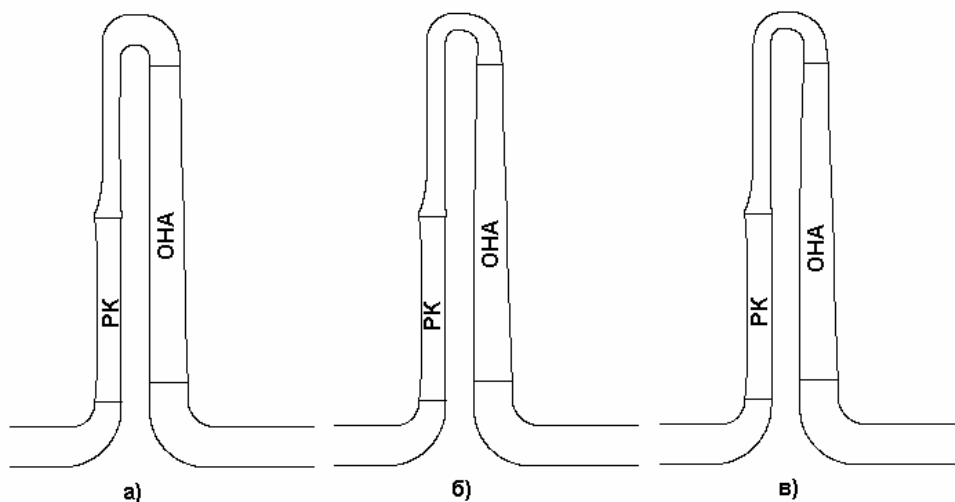


Рисунок 2 - Проточная часть компрессора;
(а) вариант 1; (б) вариант 2; (в) вариант 3

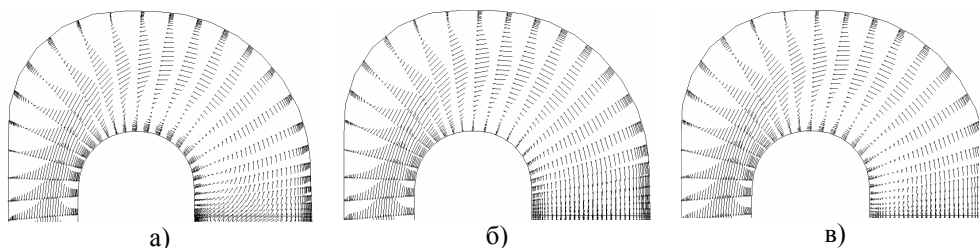


Рисунок 3 - Векторы скорости. Проточная часть 1;
(а) сечение 15% шага; (б) среднее сечение; (в) сечение 85% шага

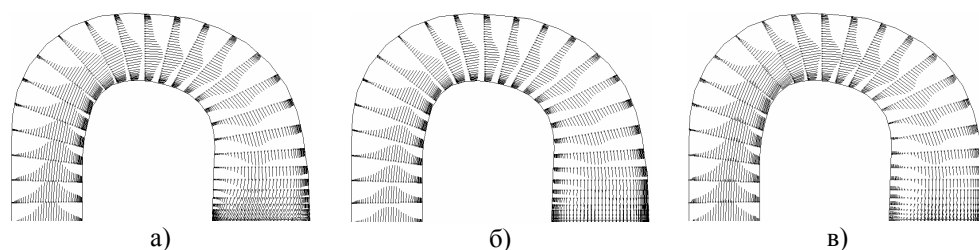


Рисунок 4 - Векторы скорости. Проточная часть 2;
(а) сечение 15% шага; (б) среднее сечение; (в) сечение 85% шага

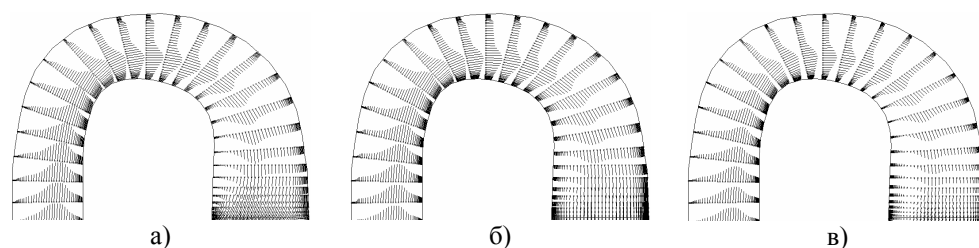


Рисунок 5 - Векторы скорости. Проточная часть 3;
(а) сечение 15% шага; (б) среднее сечение; (в) сечение 85% шага

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРИОДИЧЕСКИ НЕСТАЦИОНАРНОГО АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВЗАИМНО ДВИЖУЩИХСЯ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

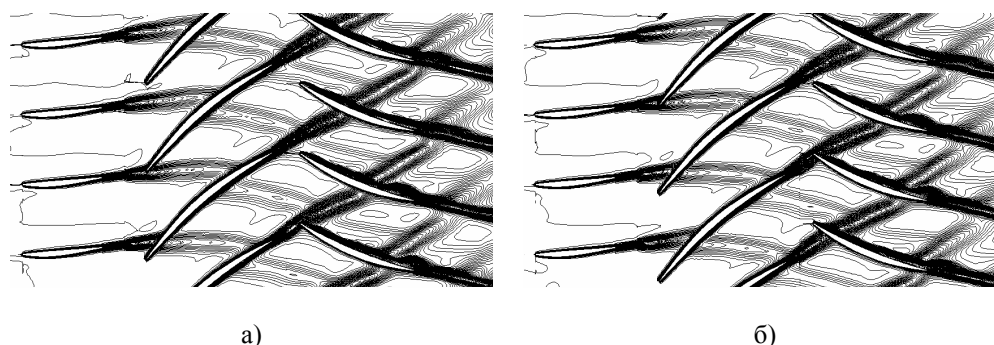
В лопаточных машинах существенное влияние на структуру течения оказывает нестационарное аэродинамическое взаимодействие решеток, вызванное их взаимным движением. При перемещении венцов друг относительно друга происходит периодическое изменение газодинамических параметров в межлопаточных каналах, обусловленное влиянием окружающей потенциальной неравномерности потока и кромочных следов. В результате меняются интегральные характеристики (осредненные по времени) лопаточных аппаратов и проточной части в целом, возникают нестационарные нагрузки, действующие на рабочие поверхности, а в охлаждаемых турбинах происходит температурная сегрегация [14], т.е.

переохлаждение стороны разрежения лопатки. В настоящей работе выполнен расчет течения в модельном полуступенчатом компрессоре, основные геометрические характеристики которого приведены в таблице 2. Параметры на входе компрессора следующие: полная температура – 288,00 [K]; полное давление – 100,40 [кПа]; угол натекания потока – осевой. На выходе задается статическое давление – 121,76 [кПа]. В качестве рабочего тела рассматривается воздух. Расчетная сетка составляет приблизительно один миллион ячеек.

Таблица 2

	Статор 1	Ротор	Статор 2
Число лопаток	34	27	34
Относительная высота лопатки (по среднему сечению)	6,3	3,1	4,2
Относительный шаг решетки (по среднему сечению)	0,85	0,53	0,56
Высота лопатки [мм]	507	507	507
Корневой диаметр [мм]	1116	1116	1116
Частота вращения [об/мин]	-	1500	-
Осевой зазор [мм] (по среднему сечению)	91		69

На рис. 6 для четырех моментов времени на периоде приведены изолинии энтропийной функции в среднем сечении межлопаточных каналов компрессора, которые наглядно показывают картину прохождения кромочных следов по проточной части. Видно, что след с первого статора, попадая в межлопаточный канал ротора, «перерезается» им и проходит во второй статор. При прохождении через ротор, след взаимодействует с его пограничными слоями и кромочным следом, при этом наблюдается изгиб следа перед входной кромкой ротора, его поворот за счет окружной неравномерности скорости основного потока, утонение на стороне разрежения ротора и утолщение на стороне давления. Следы от статора 1 и ротора проходят через статор 2 различным образом. Ось следа от ротора ориентирована поперек основного потока статора 2 и при продвижении вниз по течению, «перерезается» лопатками статора. Поведение следа от ротора в межлопаточном канале статора 2 во многом подобно поведению следа от статора 1 в межлопаточном канале ротора. Ось следа от статора 1 расположена «вдоль» основного потока статора 2, причем, след локализован вблизи стороны давления. Его положение определяется взаимным расположением статоров друг относительно друга в окружном направлении и влияет на нестационарные нагрузки, действующие на лопатки и экономичность проточной части [15].



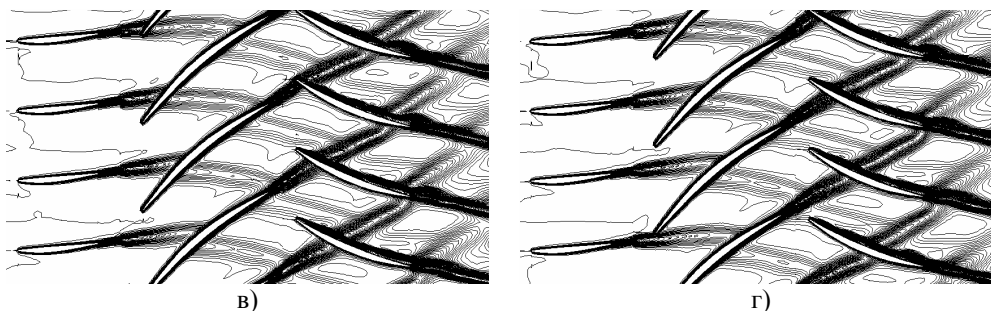


Рисунок 6 - Энтропийная функция. Прохождение следов. Среднее сечение
(a) $t=0,25T$; (б) $t=0,5T$; (в) $t=0,75T$; (г) $t=T$

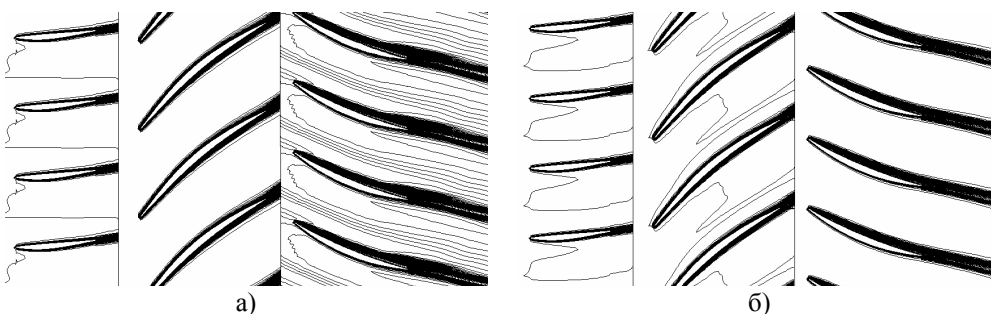


Рисунок 7 - Энтропийная функция. Среднее сечение
(a) осреднение по времени; (б) стационарный расчет

На рис. 7а показана осредненная по времени картина обтекания среднего сечения компрессора. Для каждого венца осреднение выполнено в связанной с этим венцом системе координат. След от статора 1 отчетливо виден во всей расчетной области, за исключением межлопаточного канала ротора, в котором осреднение проводилось во вращающейся системе координат. Необходимо подчеркнуть, что отсутствие следа от статора 1 в канале ротора на рис. 7а является эффектом выбранного осреднения. Анализ рис. 6 позволяет сделать вывод, что при осреднении в абсолютной системе координат можно будет идентифицировать этот след и в межлопаточном канале ротора.

При расчете стационарного течения в этом компрессоре наблюдается иная картина (рис. 7б). На границах сшивки расчетных областей (межлопаточных каналов венцов) из-за осреднения параметров потока в окружном направлении происходит «мгновенное выравнивание» неравномерности потока, в том числе и вызванной кромочными следами. В результате, поток перед всеми решетками становится равномерным вдоль их фронта. Такое упрощение значительно снижает вычислительные затраты, необходимые для выполнения расчета, однако при этом могут вноситься существенные погрешности в количественные, а иногда и в качественные оценки течения. Так, в рассматриваемом случае осредненные по времени потери кинетической энергии в проточной части для нестационарного течения составили 18 %, а для стационарного – 16,9 %. Более высокое значение потерь кинетической энергии при расчете нестационарного течения обусловлено взаимодействием кромочных следов с решетками, стоящими ниже по потоку, в результате которого происходит утолщение, а иногда, и отрыв пограничных слоев на

лопатках. При расчетах стационарного течения учет такого взаимодействия невозможен.

ВЫВОДЫ

1. Численное моделирование трехмерного вязкого течения в проточной части компрессора было и остается сложной задачей вычислительной аэродинамики. Для получения адекватных результатов большое значение имеет правильный выбор численного метода с малой схемной вязкостью и модели турбулентности, хорошо работающей при высоких положительных градиентах давления. Применение разностных схем с большой схемной вязкостью, простых моделей турбулентности, также как и грубых сеток, может позволить получить приемлемые решения, но только в узком диапазоне работы компрессора.

2. При расчете течения в компрессорных решетках на различных режимах существенную роль играют постановка граничных условий и процедура выхода на требуемый режим работы. Особенно это важно вблизи границы устойчивости компрессора, где иногда невозможно получить решение с помощью традиционных подходов.

3. Существуют резервы повышения эффективности центробежных компрессоров, в частности за счет усовершенствования формы меридиональных обводов поворотного канала за диффузором (лопаточным или безлопаточным). В настоящей работе за счет изменения формы корневого обвода удалось повысить КПД компрессора на 0.4 %, что, по-видимому, не является пределом.

4. Нестационарность течения в компрессоре, обусловленная аэродинамическим взаимодействием венцов, может оказывать существенное влияние на характеристики лопаточных аппаратов. Ряд явлений, происходящих при нестационарном обтекании решеток, требует дальнейшего изучения, как, например клокнинг (clocking) [15].

SUMMARY

The problems of numerical simulation of the 3D viscous flows through compressors at design and off-design conditions are considered. The importance of scheme accuracy and grid refinement as well as an adequacy of a turbulence model is analyzed. The influence of a shape of meridional endwall surfaces on the 3D flow structure is studied for a centrifugal compressor. The periodically unsteady flow generated by stator/rotor interaction in an 1½ stage axial compressor is investigated. The numerical results are presented for computations of 3D viscous turbulent separated flows within axial and centrifugal compressors.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. FLUENT News. – Fluent Inc. – 1997. – № 1. – 16 p.
2. CFX Update – UK AEA Technology, Harwell Laboratory. – Harwell– 1997. № 13. – 16 p.
3. Русанов А.В., Ершов С.В. Метод расчета трехмерных турбулентных течений в проточных частях произвольной формы // Совершенствование турбоустановок методами мат. и физ. моделирования: Сб. науч. трудов ИПМаш НАН Украины. – 2003. – С. 132–136.
4. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров. Пер. с англ. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
5. Ершов С.В., Русанов А.В. Численное моделирование турбулентных отрывных течений в пространственных решетках с использованием неявной ENO схемы С.К.Годунова // Пробл. машиностроения. - 1998. - 1, N 1. - С. 70-78.
6. Ершов С.В., Русанов А.В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовіцевих турбомашинах “FlowER” // Свідectvo про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996.
7. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA J. – 1994. – 32, № 8. – P. 1598–1605.
8. Русанов А.В. Численное моделирование трехмерного течения вязкого газа в турбомашине с учетом нестационарного взаимодействия лопаточных аппаратов // Вестн. Харьк. авиац. Ин-та Авиац.-косм. Техника и технология. – 1998. – Вып. 5. – С. 104-108.
9. Ершов С.В. Квазимонотонная ENO схема повышенной точности для интегрирования уравнений Эйлера и Навье-Стокса // Мат. моделирование. – 1994. – 6, № 11. – С. 58–64.
10. Giles M.B. Nonreflecting boundary conditions for Euler equation calculations // AIAA J. – 1990, 28, № 12. – P. 2050-2058.

11. Denton J.D. Lessons from Rotor37 // Proc. 3rd Internat. Symp. Aerothermodynamics of Internal Flows. Sept. 1996, Beijing, China. – 1996. – P. 3-14.
12. Ершов С.В., Русанов А.В. Численное моделирование трехмерных вязких течений в турбомашинах с использованием дифференциальной модели турбулентности // Совершенствование турбоустановок методами мат. и физ. моделирования: Сб. науч. трудов ИПМаш НАН Украины. – 2000. – С. 152–159.
13. Русанов А.В. Численное трехмерных турбулентных течений вязкого газа в осерadiальных многоступенчатых турбомашинах // Совершенствование турбоустановок методами мат. и физ. моделирования: Сб. науч. трудов ИПМаш НАН Украины. – 2000. – С. 165–170.
14. Kerrebrock J.L., Mikolajczak A.A. Intra-Stator Transport of Rotor Wakes and Its Effect on Compressor Performance // ASME J. Engineering for Power. – 1970. – **92**, № 2. – P. 359–369.
15. Saren V.E., Savin N.M., Dorney D.J., Sondak D.L. Experimental and Numerical Investigation of Airfoil Clogging and Inter-Blade-row Effects on Axial Compressor Stage Performance // AIAA 98-3413. – 1998 – 13 p.

УДК 621.165

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТОВ ОСЕВЫХ ТУРБОМАШИН

Шубенко А.Л., * д-р техн. наук, проф.;

Роговой М.И., * канд. техн. наук, ст. науч. сотр.;

Бабак Н.Ю., * канд. техн. наук; Кубах В.Б. **

**Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины,
г. Харьков, Украина;*

***Национальный технический университет "Харьковский политехнический
институт", Украина*

ВВЕДЕНИЕ

Создание прикладного программного обеспечения для автоматизированного проектирования проточных частей турбомашин относится к сложным, наукоемким проблемам. Эта задача продолжает оставаться актуальной и в настоящее время, разрабатывается рядом организаций Украины, в частности, ИПМаш НАН Украины (г. Харьков), ГП ЗМКБ "Прогресс" (г. Запорожье), ИК "Актуальная механика" (г. Харьков) [1] и др. Предлагаемое исследование является логическим продолжением работ, выполняемых в институте уже более 30 лет, и посвящено оптимальному проектированию лопаточного венца осевой турбины с длинными лопатками, геометрические характеристики которого максимально соответствует замеренным без разборки на ступени-аналоге.

Предваряя рассмотрение этой задачи, целесообразно отметить несколько важных для ее реализации моментов.

Проектирование элементов сложных энергопреобразующих систем, какими являются проточные части турбин и компрессоров и, в частности, наиболее их ответственные элементы лопаточные аппараты, *невозможно без формирования у проектировщика наглядных представлений о свойствах синтезируемых им объектов.*

Практически все изменения геометрических и режимных параметров проточной части турбомшины, связанные с повышением надежности ее элементов, как правило, сопровождаются изменением экономических характеристик. В связи с этим при автоматизированном проектировании должна быть реализована такая постановка задачи синтеза оптимальной конструкции проточной части, при которой *требования экономичности, статической прочности и вибрационной надежности рассматриваются в едином комплексе.*

Для комплексной оценки качества конструкции *при реализации задачи рационального проектирования лопаточных аппаратов высокоэффективным оказался метод*

системной оптимизации, в основе которого лежит декомпозиция общей задачи оптимизации на серию локальных взаимосвязанных задач, приводящих к иерархической структуре моделей системной оптимизации (подробно см. [2]). Благодаря меньшему количеству параметров и их наглядности при реализации частных задач удается на различных этапах проектирования существенно облегчить формирование у проектировщика представлений о поведении функции цели и активных ограничений, присущих задаче данного иерархического уровня. Наличие жестких прямых и обратных связей между различными иерархическими уровнями, когда выходные параметры, обеспечивающие рациональное решение задачи одного уровня, являются исходными данными для задачи следующего иерархического уровня, позволяет быть уверенным в сходимости процесса проектирования и достижении высокой экономичности лопатки при соблюдении требований прочности и надежности.

При этом методика проектирования должна:

- отвечать основным требованиям системного подхода;
- использовать минимальное количество упрощений и допущений;
- содержать подмодели комплексной оценки качества создаваемой конструкции;
- давать возможность проводить исследования в достаточно широкой окрестности так называемой точки экстремума свойств синтезируемого объекта.

БАЗОВАЯ МЕТОДИКА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Для адекватного восприятия получаемых результатов кратко остановимся на особенностях общей методики проектирования и ее наиболее значимых элементов.

Процесс проектирования лопаточных аппаратов турбомашин удобно представлять с использованием двух подмоделей:

1 подмодель – проектирование трех базовых (периферийная, средняя и корневая) решеток профилей;

2 подмодель – формирование поверхности пера лопатки, удовлетворяющей прочностным, технологическим и другим ограничениям.

При этом решение задачи в подмодели 1, т. е. выбор профилей, отвечающих необходимым конструктивным и газодинамическим требованиям, осуществляется в функции сильных обратных связей, идущих от подмодели 1 к подмодели 2. Такой способ значительно расширяет возможности конструктора и позволяет заметно сократить сроки проектирования лопаточного аппарата.

Исходными данными для реализации задач профилирования являются результаты оптимизации термогазодинамических характеристик [2]. В частности это значения величин конструктивных углов профиля на входе в решетку и выходе из нее $\beta_{1г}$ и $\beta_{2эф}$. В качестве параметров формы x_i для построения профиля используются также следующие величины (рис. 1): шаг решетки t , угол установки профиля λ , угол отгиба спинки профиля δ , углы заострения входной и выходной кромок ω_1 и ω_2 , диаметры входной и выходной кромок δ_1 и δ_2 , хорда профиля b , а также коэффициенты K_1 и K_2 сопряжения элементов кривых, описывающих профиль, соответственно в точках 1 и 2. Таким образом,

$$\{x_i, i = 1, 2, \dots, k\} = \{t, \lambda, \delta, \omega_1, \omega_2, \delta_1, \delta_2, K_1, K_2, b\}, \quad (1)$$

где k – количество варьируемых параметров формы профиля, в нашем случае $k = 10$.

Соответствующий подбор этих параметров позволяет получить конфигурацию профилей различных классов. Значения одной группы параметров (1) можно с достаточной степенью надежности определить из статистических соотношений, приведенных в литературе, например, [3], других (λ, K_1, K_2) – в результате решения серии задач оптимизации обводов профилей по минимуму профильных потерь [2].

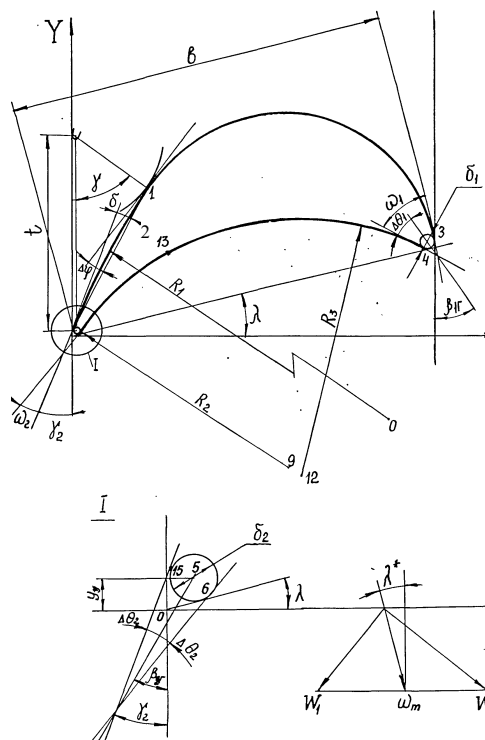


Рисунок 1 - Построение профилей сечений лопаток с помощью кривой второго порядка в общем виде и окружностей

В данной работе используется методика профилирования, основанная на применении элементов кривых второго порядка (подробно см. [4]). Участок спинки от входной кромки до горла описывается уравнением кривой второго порядка в общем виде, от точки горла до выходной кромки – уравнением окружности (рис. 1). Вогнутая часть формируется дугами двух окружностей.

Отметим, что наличие коэффициентов сопряжения элементов профиля (K_1, K_2) объясняется необходимостью варьирования кривизной линий обводов в точках 1 и 2.

Использование статистических зависимостей при определении ряда параметров профилирования, формирование обводов минимаксными кривыми, устранение разрывов кривизны в точках сопряжения кривых, формирующих профиль, увеличение жесткости сечений за счет построения двояковыпуклых профилей и др. [2] позволяет получать

высокоэкономичные профили сечений лопатки.

При проектировании лопатки на первом этапе на известные из теплового расчета углы входа и выхода $\beta_{1г}$ и $\beta_{2эф}$ и выбранные соответственно им остальные значения параметров по (1) строятся для корневой, среднего и периферийного сечений некоторое множество вариантов профилей. Далее из этого множества профилей выбираются такие, внешний вид которых, плавность обводов, значения площадей наилучшим образом отвечают представлению конструктора о создаваемой лопатке.

Использование аппроксимационных выражений, построенных на основании результатов проектирования трех базовых профилей, позволяет определять искомые экономические и геометрические характеристики в произвольном числе сечений. При превышении в отдельных сечениях напряжений растяжения или изгиба следует вернуться в подмодель 1 и видоизменить профиль с учетом результатов решения задачи подмодели 2.

В качестве исходных данных при формировании рабочей части лопатки приняты: r_k и r_n – корневой и периферийный радиусы лопатки; ω – угловая скорость вращения ротора; $\beta_{1г}(r)$, $\beta_{2эф}(r)$ – углы входа и выхода потока; $W_2(r)$ – действительная относительная скорость выхода потока из рабочего колеса; $W_{2z}(r)$ – осевая скорость выхода потока; $V_2(r)$ – удельный объем пара за рабочим колесом.

О качестве получаемого варианта лопаточного аппарата можно судить по величине интегральных потерь мощности H , которая определяется следующим образом [5]:

$$H = \pi \int_{r_k}^{r_n} \frac{\zeta(r)}{1 - \zeta(r)} \frac{W_{2z}(r)}{V_2(r)} W_2^2(r) r dr ,$$

где $\zeta(r)$ - суммарный коэффициент профильных и концевых потерь энергии является функцией t/b и формы профиля, которая при описываемом методе профилирования определяется параметрами (1). Напомним, что профильные потери оцениваются в процессе формирования обводов сечений. Концевые потери могут быть рассчитаны, например, по известной формуле М. Е. Дейча.

Проверка прочностной и вибрационной надежности осуществляется традиционными методами, например, по Г. С. Жирицкому или [6].

Таким образом, описываемая методика (комплекс программ) позволяет решать следующие задачи:

- профилировать отдельные сечения рабочих и направляющих лопаток паровой и газовой турбины на заданные исходные данные;

- проектировать решетки с требуемыми входными и выходными горловыми сечениями или заданной максимальной толщиной создаваемого профиля;

- определять геометрические характеристики поперечных сечений лопаточных аппаратов;

- устранять разрывы кривизны в точках сопряжения кривых, описывающих профиль;

- получать обводы профилей с заданным распределением кривизны;

- рассчитывать обтекание до- или трансзвуковым потоком в слое переменной толщины проектируемых решеток;

- проектировать лопаточные аппараты, удовлетворяющие заданным требованиям прочности и вибрационной надежности;

- рассчитывать напряжения в лопаточных аппаратах от действия центробежных сил и осевых усилий, учитывать напряжения растяжения от внецентренного изгиба;

- снижать напряжения в теле рабочей лопатки за счет подбора соответствующего расположения линии центров тяжести сечений;

- учитывать раскрутку длинных лопаток, вызванную центробежными усилиями.

Качество синтезированной проточной части осевой турбомашины контролируется с помощью программ поверочного расчета. В частности для турбин применяется методика, разработанная в ВТИ (Москва) [7], либо более современная методика [8], пригодная как для осевых турбин, так и компрессоров, в основу которой положены трехмерные расчеты вязкого газа.

Использование предлагаемой методики на этапе проектирования лопаточных аппаратов, формирующих проточную часть, дает возможность в достаточно сжатые сроки создавать более совершенные проектные решения за счет лучшей организации потока рабочего тела в лопаточном канале, а, следовательно, и повышения КПД.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИДЕНТИФИКАЦИОННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТУПЕНИ ТУРБОМАШИНЫ

Рассмотрим применение представленной выше методики при проектировании рабочих лопаток турбин иностранного производства, большое количество которых в настоящее время эксплуатируется на химических и металлургических предприятиях Украины. Техническая документация на изготовление запасных частей к этим турбинам чаще всего отсутствует или имеется в неполном объеме. Существует единственная возможность выпуска чертежной документации – аналитическое проектирование лопаточных аппаратов, гармонично вписывающихся в существующие габариты проточной части. В качестве исходных данных и параметров формы при проектировании лопаток использовались результаты косвенных замеров существующей проточной части [9]. Такой подход не требует для определения геометрических характеристик порезки лопаток на образцы с их

обмером на сложном и высокоточном оборудовании, а позволяет спроектировать аналогичную существующей решетку лопаток с использованием результатов замеров решетки-прототипа.

При этом имеется две возможности:

а) сохранение конфигурации лопатки, максимально приближенной к среднестатистическому прототипу (создание копии лопатки-прототипа);

б) создание новой лопатки, взаимозаменяемой с лопаткой-прототипом, при проектировании которой учтены последние представления о способах проектирования и конструкциях лопаток.

В первом случае требуется проведение замеров геометрии проточной части по ряду параметров и статистическая обработка результатов измерений. Второй путь оставляет конструктору большую свободу и менее кропотлив по замерам. Спроектированная при втором подходе лопатка может не совпадать с прототипом по форме профилей сечений, их закрутке по высоте лопатки, диаметрам входных и выходных кромок и т.д., но будет вписываться в существующие габариты проточной части и вырабатывать требуемую мощность.

Исходными данными в задаче проектирования лопаток турбомашин иностранного производства являются геометрические размеры ступени (параметры A_i), замеренные в доступных местах: хорды профилей не менее чем в трех сечениях лопатки, шаги решеток профилей в этих же сечениях, горловые размеры каналов, диаметры и углы заострения входных и выходных кромок, углы установки профилей сечений. Эти величины являются общепринятыми в традиционном проектировании и позволяют, используя методику профилирования [2], построить профиль в любом требуемом сечении лопатки.

В результате решения задачи идентификационного проектирования находятся такие значения параметров формы x_i а, следовательно, и форма пера лопатки, которые обеспечивают максимальное приближение полученных параметров лопатки к измеренным значениям A_i , гарантируют соблюдение допустимого уровня напряжений и частот, а также обеспечивают минимальные потери энергии в лопаточном аппарате.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ И КОНСТРУКЦИЙ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РАЗРАБОТАННЫХ МЕТОДОВ И СРЕДСТВ

По описанной выше методике выполнено проектирование рабочей лопатки 6-й ступени турбины 103-JT фирмы «Mitsubishi» (Япония). Результаты проектирования приведены на рис. 2. Данная шестиступенчатая турбина мощностью 28530 кВт (диапазон рабочих чисел оборотов: 11000 – 12000 об/мин; параметры пара: 10,1 МПа и 482 °С) используется в производстве аммиака в качестве привода группы центробежных компрессоров синтез-газа низкого, среднего и высокого давления на химических предприятиях: Днепродзержинска, Черкасс (Украина), Невинномысска (Россия). Основные геометрические параметры ступени следующие: длина лопатки $L = 0,156$ м, радиус корневого сечения $R_k = 0,222$ м, радиус периферийного сечения $R_n = 0,378$ м, количество лопаток $z = 49$ шт.

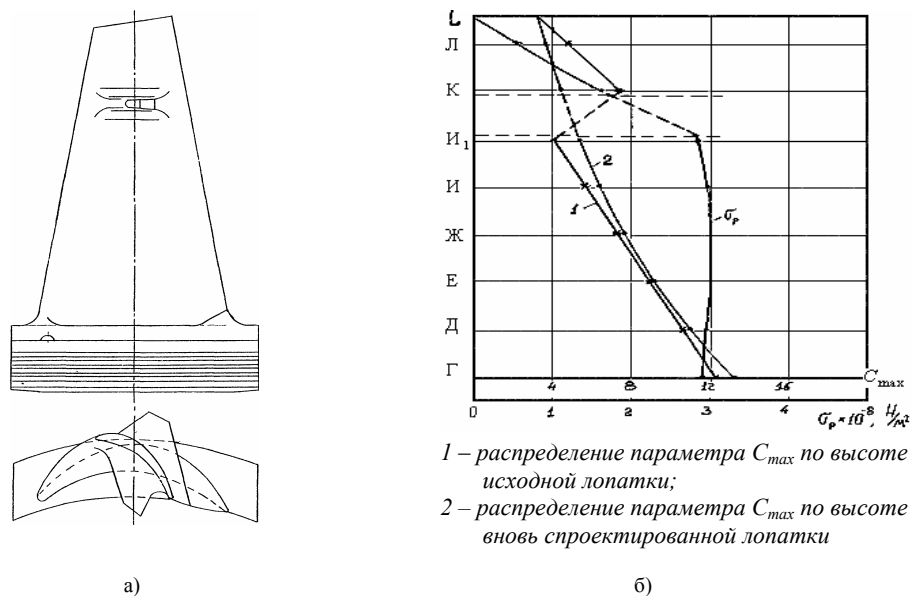


Рисунок 2 - Результаты проектирования лопатки:

- а) – рабочая лопатка 6-й ступени турбины 103-ИТ фирмы «Mitsubishi»;
 б) – график распределения максимальной толщины профиля C_{\max} и напряжений растяжения σ_p по высоте лопатки

В связи с обрывами рабочих лопаток 6-й ступени, имевшими место на всех предприятиях, потребовалось провести анализ причин поломок и принять меры по предотвращению аварий. Фирма «Mitsubishi» использовала для данной ступени зубчатый хвостовик с радиальной заводкой. Это свидетельствует о высокой нагруженности лопатки центробежными силами. В турбинах ранних выпусков рабочие лопатки имели паяную связь между собой. При эксплуатации происходили обрывы связей, и впоследствии на рабочих лопатках модернизированной конструкции отказались от пайки и разработали конструкцию с демпфирующими полками. Лопатки изготавливались точным литьем и, очевидно, для получения качественной структуры металла при переходе от рабочей части к полкам у них имеется утолщение. Во всех известных случаях обрыва рабочих лопаток он происходил в сечении, расположенном ниже полков, в начале радиуса перехода от рабочей части к полкам. Величина радиуса перехода, вероятно, определялась технологией изготовления лопаток. Все эти факторы были учтены при проектировании.

Как сказано ранее, при идентификационном проектировании лопаток в качестве параметров A_i используются измеренные в контрольных сечениях лопатки значения: входного ($a_{\text{вх}}$) и выходного ($a_{\text{вых}}$) горл каналов решеток, углов установки профилей сечений (λ), диаметров входной (δ_1) и выходной (δ_2) кромок, ширины лопатки (B) в каждом сечении, а также радиус среднего сечения ($R_{\text{ср}}$) и число лопаток (z). Таким образом, правильность построения лопаток контролировалась по следующим параметрам:

$$A_i^* = f(a_{\text{вх}}, a_{\text{вых}}, \lambda, \delta_1, \delta_2, B, z, R_{\text{ср}}), i = 1, 2, \dots, k; \quad (2)$$

где k – количество расчетных сечений i (в нашем случае $k = 8$).

Из-за наличия демпферных полков с приливами на расстоянии 2/3 от корня (рис. 2, а) проектируемая лопатка имеет весьма сложную конфигурацию. При создании копии лопатки-прототипа были получены следующие результаты: распределение C_{\max} по высоте оказалось ступенчатым в зоне демпферной полки (кривая 1 на рис. 2, б), а

напряжения растяжения от центробежных сил непосредственно под демпферной полкой на 10 % превышали допустимые.

Таким образом, расчеты подтвердили, что одной из причин поломки лопаток данной ступени в процессе эксплуатации является чрезмерная нагрузка на рабочую часть лопатки, лежащую ниже демпферных полок. Была спроектирована новая лопатка, у которой при сохранении неизменными значений измеренных величин параметров A_i^* из (2) было получено новое распределение максимальных толщин профилей сечений (кривая 2 на рис. 2, б). В результате за счет уменьшения действия центробежных сил от верхней части лопатки напряжения растяжения в опасной зоне снизились до уровня допустимых. Распределение по высоте лопатки напряжений растяжения (σ_p) приведено на рис. 2, б, а результаты расчетов на прочность рабочей лопатки представлены в таблице. По результатам проектирования была выпущена конструкторская документация и изготовлены цельнофрезерованные лопатки указанной турбины.

Таблица — Результаты расчета на прочность рабочей лопатки 6-й ступени паровой турбины 103-ЖТ

Наименование параметра	ММ*	Сечения лопатки							
		Л	К	И ₁	И	Ж	Е	Д	Г
Центробежная сила элементов лопатки, Н	10 ⁻²	198	289	503	851	1157	1410	1698	2021
Напряжения растяжения в сечениях лопатки, Н/м ²	10 ⁻⁸	0,556	1,673	2,782	2,941	2,984	2,985	2,893	2,864
Напряжения изгиба на входе, Н/м ²	10 ⁻⁸	0,0147	0,0528	0,0897	0,1051	0,1121	0,1176	0,1228	0,1276
Напряжения изгиба на выходе, Н/м ²	10 ⁻⁸	0,0115	0,0537	0,0826	0,1129	0,1261	0,1432	0,1485	0,1523
Напряжения изгиба на спинке, Н/м ²	10 ⁻⁷	0,7015	0,2981	0,4021	0,6052	0,7343	0,8256	0,9323	0,9775
* ММ - масштабный множитель									

Отказ от применения при изготовлении лопаток технологии точного литья и изготовление их путем механической обработки вызваны: экономической целесообразностью (количество необходимых лопаток не превышало 200 шт.), а также необходимостью обеспечения более высокого качества структуры металла и его прочности. Эксплуатация спроектированных и изготовленных лопаток на вышеперечисленных предприятиях подтвердила их надежность и экономичность.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предлагаемый подход к проектированию новых и модернизации существующих лопаточных аппаратов проточных частей турбомашин с использованием разработанной в ИПМаш НАН Украины методики профилирования сечений лопатки позволяет создавать профили с требуемыми характеристиками: *по конфигурации профиля* (угол поворота потока, размеры горловых сечений на входе в решетку и на выходе из нее, заданное распределение кривизны по обводам), *по геометрическим параметрам* (максимальная толщина или площадь профиля, моменты инерции и сопротивления, центры тяжести), *по экономичности* (распределение скоростей потока по обводам профиля, коэффициенты профильных потерь обтекания, угол атаки потока) более эффективно, с меньшими затратами времени, решать реальные задачи оптимального проектирования проточных частей осевых турбин и компрессоров. Спроектированный лопаточный аппарат на заданные исходные данные имеет наилучшую экономичность при выполнении требований прочности и

вибрационной надежности. Критерием оценки качества лопаточного аппарата являются интегральные потери мощности на лопатке. Описываемый подход учитывает напряжения от внецентренного изгиба, раскрутку длинных лопаток центробежными усилиями, позволяет за счет подбора соответствующего расположения линии центров тяжести базовых сечений пера лопатки снижать напряжения.

Модульная структура комплекса дает возможность достаточно оперативно, не нарушая иерархию локальных задач оптимизации, вносить изменения, касающиеся подмоделей (например, новые методики профилирования, расчета коэффициентов скорости, обтекания, потерь, напряжений, частот и др.).

К достоинствам предлагаемой методики (комплекса программ) следует отнести наглядность процесса проектирования, когда все промежуточные и окончательные результаты расчетов могут быть выведены на экран монитора или принтер, причем во многих случаях в привычном представлении. При наличии у расчетчика достаточного опыта все это позволит ему оперативно вмешиваться в процесс автоматизированного создания лопаточного аппарата, сокращая время проектирования.

Автоматизированный программный исследовательский комплекс успешно применяется при идентификационном проектировании рабочих и направляющих лопаток турбин для химических и металлургических производств. При минимальной адаптации он может также применяться и для идентификационного проектирования лопаточных аппаратов осевых компрессоров.

SUMMARY

Research is devoted to optimum designing of an axial turbomachines rims with long blades which geometrical characteristics corresponds measured without disassembly the stage-analogue as much as possible.

The features of a base technique of the automated designing of an axial turbomachines rims developed in the Institute of Mechanical Engineering problems and using of this technique for turbines of foreign manufacture maintained at the chemical and metallurgical enterprises of Ukraine are considered.

Results of working blade designing for 6-th stage of "Mitsubishi" 103-JT turbine (Japan) are submitted.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сб. науч. тр. ИПМаш НАН Украины Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования. – Харьков: 2003. – Т. 1. – 341 с.
2. Стоянов Ф. А. Оптимальное автоматизированное проектирование проточных частей осевых турбин. – Киев: Наук. думка, 1989. – 176 с.
3. Аронов Б. М. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин / Б. М. Аронов, М. И. Жуковский, В. А. Журавлев. – М.: Машиностроение, 1975. – 192 с.
4. Стоянов Ф. А. Некоторые методы формирования закрученных рабочих лопаток / Ф. А. Стоянов, М. И. Роговой, А. Ф. Андреев // Пробл. машиностроения. – 1980. – Вып. 11. – С. 57–65.
5. Шубенко-Шубин Л. А. О синтезе оптимальной конструкции рабочей лопатки переменного сечения / Л. А. Шубенко-Шубин, Ф. А. Стоянов, М. И. Роговой // Энергомашиностроение. – 1976. – № 9. – С. 21–24.
6. Воробьев Ю. С. Использование вариационных методов при вибрационных расчетах турбинных и компрессорных машин / Ю. С. Воробьев, П. П. Гонтаровский // Изв. Харьк. ун-та. – 1971. – № 14. – С. 34–43.
7. Индурский М. С. Метод расчета осесимметричного потока в ЦНД паровой турбины / М. С. Индурский, Ю. В. Ржезников // Теплоэнергетика. – 1977. – № 10. – С. 17–20.
8. Бойко А. В. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорушенко, С. В. Ершов, А. В. Русанов, С. Д. Северин. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2002. – 356 с.
9. Погребняк В. В. Идентификационное проектирование труднодоступных элементов проточной части турбины газоперекачивающего комплекса / В. В. Погребняк, А. С. Федотов, Ф. А. Стоянов, М. И. Роговой, А. Ф. Андреев // Пробл. машиностроения. – 1991. – Вып. 35. – С. 60–64.

УДК 621.515.001.5

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ПО ОКРУЖНОСТИ ОКОЛО ДИСКОВ ЗАКРЫТЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС СТУПЕНЕЙ КОНЦЕВОГО ТИПА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

*Евгеньев С.С., * д-р техн. наук, проф.;*

*Футин В.А. ***

**Казанский государственный технический университет им.А.Н.Туполева, Россия;*

***ЗАО "НИИТурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа", г. Казань, Россия*

Неравномерность распределения давлений и скоростей по окружности около дисков и за рабочим колесом (РК) центробежного компрессора (ЦК) является одним из основных источников нестационарности для вращающегося РК [1; 2; 3; 4; 5; 6; 7]. Знание закономерностей распределения этих давлений и скоростей, особенно в широко применяемых концевых ступенях с безлопаточным диффузором (БЛД) и внутренней улиткой (ВУ), позволяет определить максимальные аэродинамические нагрузки на межлопаточные отсеки и произвести оценку динамической прочности РК. Спектральный анализ закономерностей быстроменяющихся давлений и скоростей на периферии РК дает возможность выявить наиболее опасные (резонансные) номера гармоник их воздействия на РК.

Целью настоящей работы является экспериментальное исследование распределения давлений по окружности и радиусу около дисков РК и непосредственно за РК на стенках БЛД.

В качестве объекта использовались две модельные ступени ($D_2=300\text{мм}$) с осесимметричным радиальным входом, БЛД и ВУ в форме кольцевой камеры (КК) с направляющим ребром на выходе, используемые в ЦК высокого давления. Первая ступень (№1) имела РК с углом лопаток на выходе $\alpha_{л2} = 45^\circ$, относительной шириной РК $\bar{b}_2 = 0,068$, а вторая (№2) – РК с $\alpha_{л2} = 90^\circ$, $\bar{b}_2 = 0,017$. В ступени №2 с целью унификации использована КК от ступени №1. Статические давления по окружности на радиусах $\bar{r} = 0,7; 0,8; 0,95; 1,0$ и $1,05$ измерялись на стенках в 12 точках со стороны покрывного и основного дисков.

Схема ступени и расположение контрольных сечений и точек отбора статических давлений в зазорах около дисков РК показаны на рисунках 1 и 2. Полные, статические давления и углы потока по ширине b_3 на радиусе $\bar{r} = 1,05$ измерялись в четырех точках по окружности с помощью ориентируемых трехканальных зондов, установленных в координатники. Исследования выполнены при числах Маха $M_u=0,5\div 0,7$.

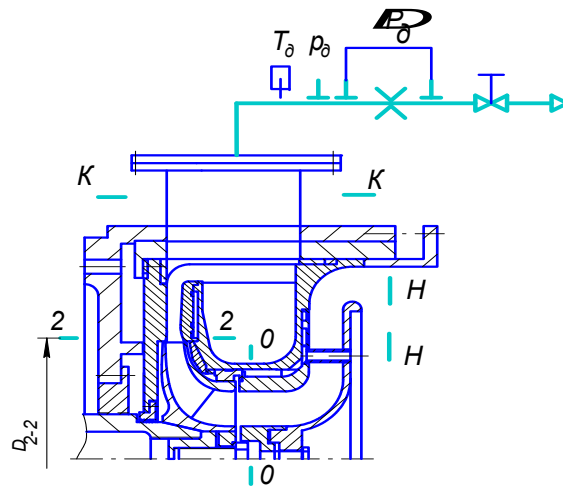


Рисунок 1 – Схема ступени и расположение контрольных сечений

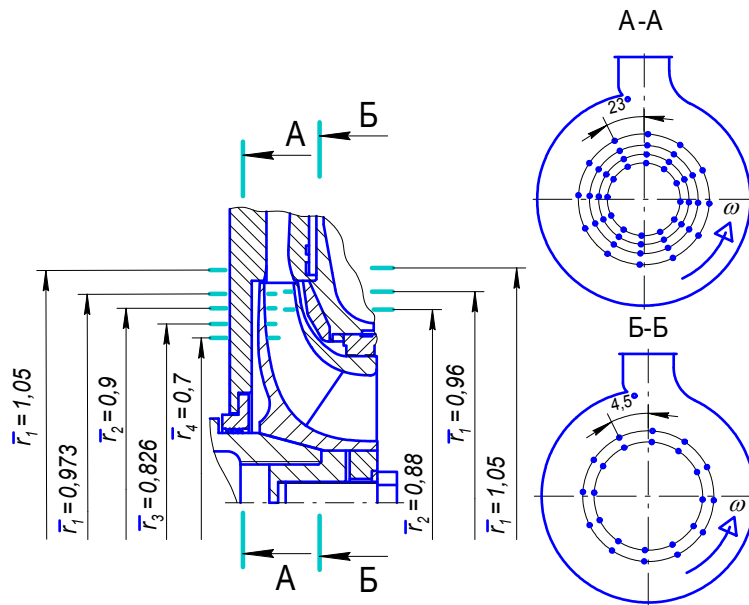


Рисунок 2 – Расположение контрольных сечений и точек отбора давлений в зазорах около дисков рабочих колес

Распределение безразмерного статического давления, отнесенного к $c_2 U_2^2$, по окружности около покрывного диска и за РК в виде кривых $(\bar{p}_2 - \bar{p}_0) = f(i)$ для двух испытанных ступеней приведено на рисунках 3 и 4. Из них видно, что зависимость $(\bar{p}_2 - \bar{p}_0) = f(i)$ наиболее неравномерна на $\bar{r} = 1 \div 1,05$ и при

максимальном расходе $\bar{\varphi}_2 = 1,34$ для ступени №1, $\bar{\varphi}_2 = 1,0$ - №2 ($\varphi_2 = \frac{C_{2r}}{U_2}$,

$\bar{\varphi}_2 = \frac{\varphi_2}{\varphi_{2p}}$, φ_{2p} - расчетный коэффициент расхода). С приближением к уплотнению

дисков РК изменение этого давления становится более равномерным.

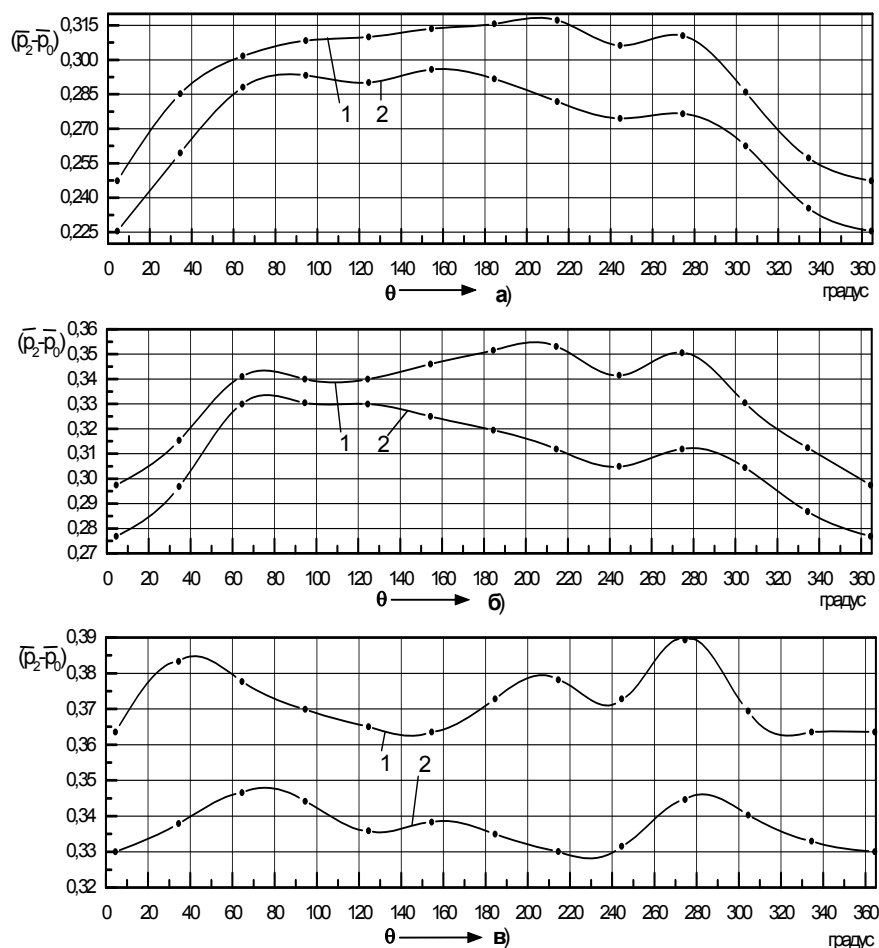


Рисунок 3 – Распределение статического давления около покрывного диска РК ступени №1

а) при $\bar{\varphi}_2 = 1,34$, б) при $\bar{\varphi}_2 = 1,14$, в) при $\bar{\varphi}_2 = 0,7$

1 при $\bar{r} = 0,96$, 2 при $\bar{r} = 0,88$

Для более подробного анализа использованы экспериментальные данные полученные ранее в ЗАО "НИИтурбокомпрессор" [2, 8] для концевых ступеней, имеющих $\alpha_{л2} = 62^\circ$ и $\bar{b}_2 = 0,048 \div 0,025$, Центральном котлотурбинном институте им. Ползунова (ЦКТИ) [9, 10] для аналогичной ступени с $\alpha_{л2} = 38^\circ$ и $\bar{b}_2 = 0,05$ и на

Невском заводе им. Ленина (НЗЛ) (ныне АО "Невский завод") [11, 12] для ступени с $\beta_{л2} = 32^\circ$ и $\bar{b}_2 = 0,05$.

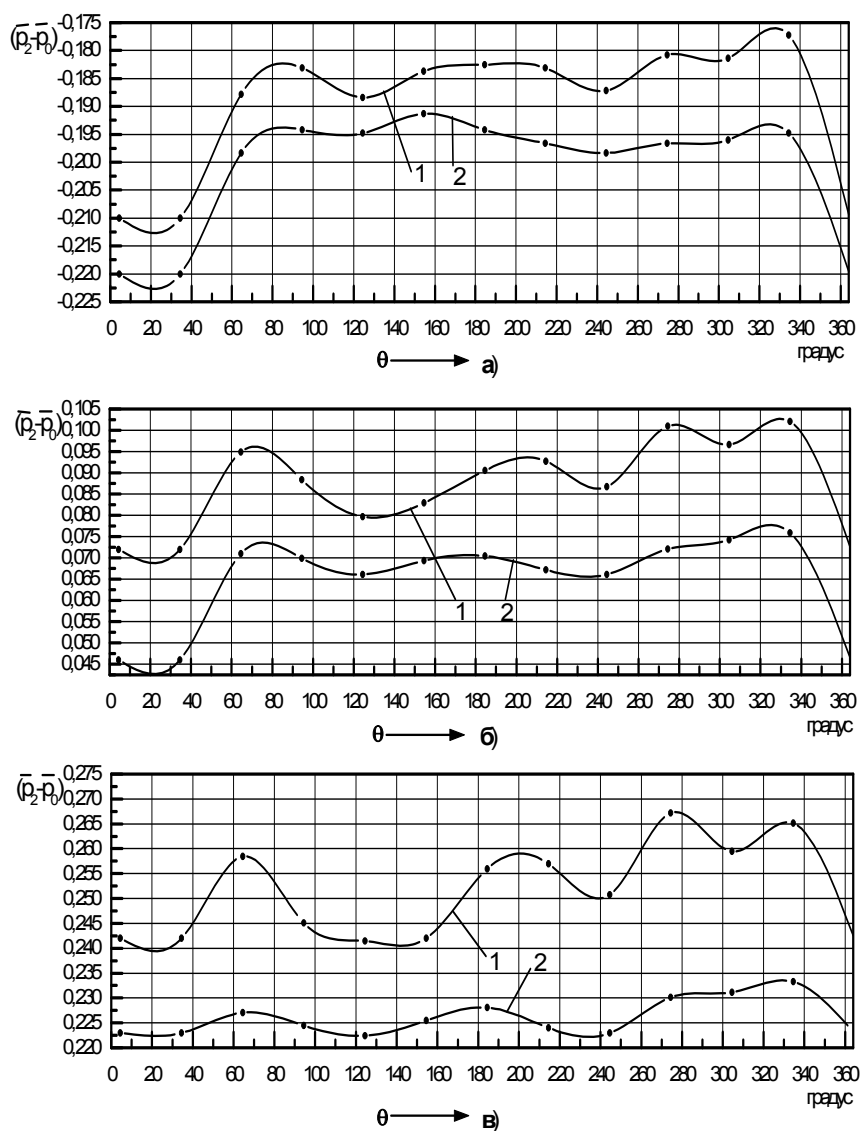


Рисунок 4 – Распределение статического давления около покрывного диска РК ступени №2

а) при $\bar{\varphi}_2 = 2,0$, б) при $\bar{\varphi}_2 = 1,54$, в) при $\bar{\varphi}_2 = 1,0$

1 при $\bar{\gamma} = 0,96$, 2 при $\bar{\gamma} = 0,88$

Анализ распределения давления по окружности на $\bar{\gamma} = 1$ показывает общую для всех упомянутых ступеней тенденцию снижения среднего давления между покрывным и основным дисками в интервале $\theta = 0 \div 140$, далее его незначительное

изменение при $\varphi_2 = 140 \div 200$ и последующий постепенный рост давления в промежутке $\varphi_2 = 200 \div 300$. Максимальное давление достигается при $\varphi_2 = 280 \div 300$.

Закономерности изменения по окружности на $\bar{r} = 1$ статических давлений около покрывного и основного дисков РК являются одинаковыми. В то же время изменение давления по окружности около основного диска является более плавным, а отличие $A = (\bar{p}_2 - \bar{p}_0)_{\max} - (\bar{p}_2 - \bar{p}_0)_{\min}$ менее значительным. Значения давлений около покрывного и основного дисков отличаются между собой. Максимальное отличие составляет $10 \div 15\%$ и возрастает до 25% с приближением к угловой координате выходного патрубка улитки ($\varphi_2 = 340 \div 360$).

На основе гармонического анализа по методике [13] опытных зависимостей $(\bar{p}_2 - \bar{p}_0) - (\bar{p}_2 - \bar{p}_0)_{\text{ср}} = f(\varphi_2)$ (разложения в ряд Фурье) за РК на $\bar{r} = 1$ определены опасные частоты воздействия переменных давлений. За основную частоту f_0 принимали частоту вращения РК. Частоту k -ой гармоники f_k определяли по формуле $f_k = kf_0$. Результаты гармонического анализа в виде зависимости $A_k = f(k)$, где A_k - амплитуда k -ой гармоники, представлены на рисунках 5, 6 и 7. Из рисунков видно, что наиболее вероятными гармониками с максимальными амплитудами являются 1-5 гармоники. Гармоники 6 и выше имеют незначительные амплитуды.

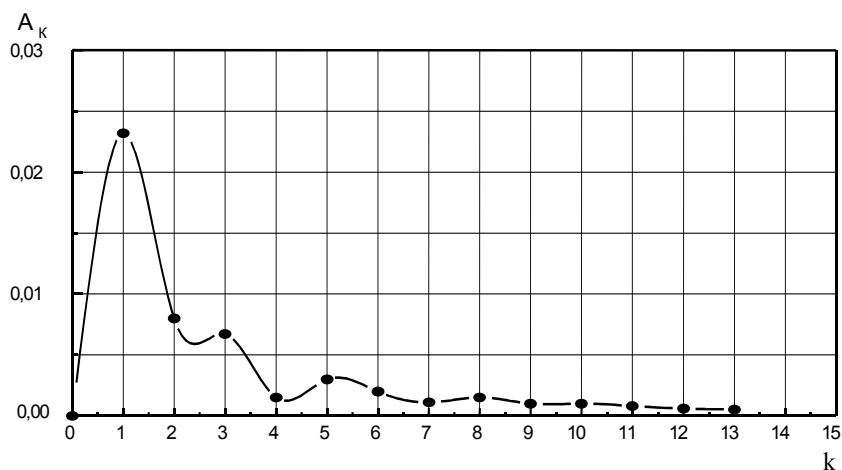


Рисунок 5 – Зависимость $A_k = f(k)$ на $\bar{r} = 1,0$ для ступени №1 при $\bar{\varphi}_2 = 1,14$

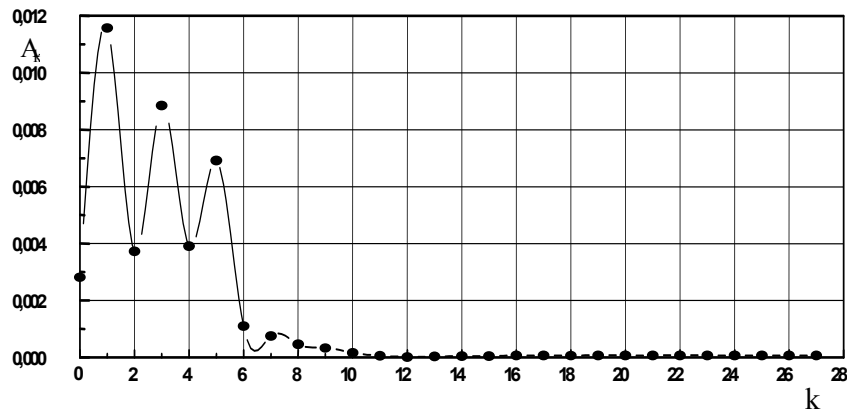


Рисунок 6 – Зависимость $A_k=f(k)$ на $\bar{r} = 1,0$ для ступени №2 при $\bar{\varphi}_2 = 1,0$

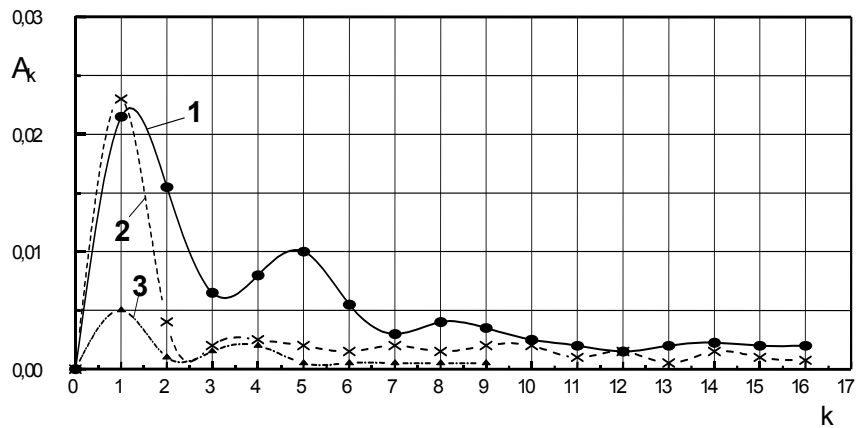


Рисунок 7 – Зависимости $A_k=f(k)$ для разных ступеней при $\bar{\varphi}_2 = 1,14$

1 - Ступень $\beta_{n2}=62^\circ$, $\bar{b}_2 = 0,048$ $z_2=17$, $M_u=0,7$, $\Omega=0,59$

2 - Ступень $\beta_{n2}=45^\circ$, $\bar{b}_2 = 0,025$ $z_2=13$, $M_u=0,7$, $\Omega=0,64$

3 - Ступень $\beta_{n2}=32^\circ$, $\bar{b}_2 = 0,05$ $z_2=15$, $M_u=0,5$, $\Omega=0,69$

Таким образом, выявленные закономерности изменения давлений позволяют конструктору определить внешние газовые нагрузки на межлопаточные отсеки РК, а также рассчитать радиальные силы, действующие на РК данных ступеней при разных режимах работы.

SUMMARY

Frequency of the action of variable loads with maximum amplitudes on the circumference of the impellers were determined as the result of an experimental study of pressure distribution along the circumference and the radius near the discs of the impellers of centrifugal compressor final stages.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Афанасьев Д.М. и др. Экспериментально-расчетное исследование структуры потока в периферийном сечении рабочего колеса ЦК. – Компрессорная техника и пневматика, 1996. - Вып. 1-2. С. 18-22.
2. Евгеньев С.С. Разгрузка осевых сил с целью повышения надежности турбомашин. – Химическое и нефтяное машиностроение, 1995 - №1. - С. 15-21.
3. Измайлов Р.А., Селезнев К.П. Нестационарные процессы в ЦК. – Химическое и нефтяное машиностроение, 1995. - №11. - С. 21-24.
4. Шнепп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. – М., Машиностроение, 1995. - 240с.
5. Раер Г.А. Динамика и прочность центробежных компрессорных машин. – Л., Машиностроение, 1968. - 258с.
6. Евгеньев С.С., Коханов С.Г. Расчет аэродинамических сил, действующих на ротор центробежного компрессора. – Казань, 2002, 58 с. (Препринт/ Изд-во Казан. Гос. Техн. ун-та; 02П4).
7. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. – Л., Машиностроение, 1982. - 271с.
8. Евгеньев С.С., Ильин А.Л. К определению аэродинамических нагрузок, действующих на межлопаточные отсеки рабочего колеса центробежного компрессора. – Тезисы докл. XII Междунар. конф. по компр. технике. ЗАО НИИТурбокомпрессор. Казань, 2001. - С. 55-56.
9. Столярский М.Т. О работе центробежного нагнетателя с безлопаточным диффузором и боковой сборной камерой. – Энергомашиностроение, 1964. - №3. - С.1-4.
10. Столярский М.Т. Результаты исследования выходных устройств с безлопаточным диффузором и боковой сборной камерой для нагнетателей транспорта природного газа и центробежных компрессоров высокого давления. – Л.: Тр.ЦКТИ, 1967. - Вып. 77. - С. 62-81.
11. Ден Г.Н. Механика потока в центробежных компрессорах. – Л., Машиностроение, 1973. - 272с.
12. Шершнева А.Н. Аэродинамические усилия, действующие на ротор центробежного нагнетателя. – Автореф. дис. канд. техн. наук. ЛПИ им. М.И.Калинина, 1966. - 15с.
13. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний // Перевод с Английского, М., Машиностроение, 1972. - 368с.

УТОЧНЕНИЕ РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ОПТИМАЛЬНОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ РАБОЧИХ КОЛЁС НА ОСНОВАНИИ АНАЛИЗА ДИАГРАММ ПОВЕРХНОСТНЫХ СКОРОСТЕЙ

Ю.Б. Галёркин, Л.И. Козаченко, А.Ю. Прокофьев

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, Россия

Условные обозначения

b – ширина контрольного сечения; высота лопаток

c – скорость газа в абсолютном движении

D – диаметр контрольного сечения

h – напор

i – угол атаки

k – показатель изоэнтропы газа

$K_{цд}$ – коэффициент центра давления на лопатке

\bar{m} – массовый расход

$M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_n^*}}$ – условное число Маха

R – газовая постоянная

T – температура

ρ – плотность

u – окружная скорость

w – скорость газа в относительном движении

z – число лопаток

$\Phi = \frac{\bar{m}}{\rho_n^* u_2 \pi D_2^2 / 4}$ – условный коэффициент расхода

β - угол между скоростью относительного движения и обратным окружным направлением

δ - толщина лопаток

$\psi = h/u_2^2$ – коэффициент напора

$\zeta_{\text{рк}} = \frac{h_r}{0.5w_1^2}$ – коэффициент потерь рабочего колеса

τ - коэффициент стеснения

Верхние индексы

* – величина по параметрам торможения

– – скорость, отнесённая к u_2 ; линейный размер, отнесённый к D_2

' – с учётом стеснения потока лопатками

Нижние индексы

₁ – параметр, соответствующий входу в лопаточный аппарат колеса

₂ – параметр, соответствующий выходу из рабочего колеса

_m – меридиональная составляющая

_r – радиальная составляющая

_u – окружная составляющая

_{вт} – втулочный (диаметр)

_n – параметр, соответствующий начальному сечению перед входным патрубком ступени

_{опт} – оптимальный

_п – политропный (напор, КПД)

_{пс} – с учётом перестройки потока за счёт стеснения лопатками и изменения окружной составляющей скорости на входе

_р – расчётный

_{рк} – рабочее колесо

_{ср} – средний

_т – теоретический (напор)

ВВЕДЕНИЕ

Центробежные компрессоры применяются для обеспечения многих производственных процессов, на их привод приходится значительная доля производимой энергии, поэтому проблема оптимального проектирования центробежных компрессоров имеет большое значение.

При проектировании проточной части ставится задача обеспечить максимально возможный КПД на заданном режиме работы. Классические правила проектирования трактуют проблему приближенно. Например, выбор оптимального угла атаки равным нулю не гарантирует минимума потерь в рабочем колесе, так как в действительности условия обтекания лопаток определяются рядом факторов, которые нельзя учесть таким простым способом.

Развитие вычислительной техники сделало возможным применение совершенно новых методов проектирования компрессоров, использование которых ранее не представлялось возможным из-за значительной трудоёмкости расчётов. Большое количество экспериментов, проведённых за годы деятельности кафедры КВХТ, позволило изучить суть физических явлений, происходящих в проточной части центробежного компрессора. С использованием накопленной информации разработаны математические модели, позволяющие рассчитывать характеристики ступени центробежного компрессора по основным размерам проточной части и безразмерным критериям подобия (показатель изоэнтропы, число Маха, число Рейнольдса). На основе этих моделей был создан ряд программ для проектирования и оптимизации центробежных компрессоров («Метод универсального

моделирования») [1]. Программы показали свою высокую эффективность при создании компрессоров ГПА нового поколения [2].

Наибольшую сложность при проектировании проточной части представляет рабочее колесо. Здесь применение программных комплексов Метода универсального моделирования в двухмерной постановке не может обеспечить желаемого результата. Двухмерные математические модели имеют высокое быстродействие, что позволяет за несколько секунд выполнить сопоставление сотен вариантов возможного исполнения проточной части. Это обеспечивается за счёт замены действительного распределения скоростей двухмерной схематизацией в виде трапеции, не учитывающей различий в условиях обтекания по высоте лопатки и не в полной мере отражающей действительную диаграмму скоростей на средней поверхности тока.

Преодолеть недостатки упрощенной двухмерной схемы позволяет использование невязкого квазитрёхмерного расчёта обтекания лопаточной решётки рабочего колеса. Рассчитанные диаграммы поверхностных скоростей с достаточной точностью соответствуют действительным и учитывают все особенности формы рабочего колеса [1].

В настоящей работе на основании анализа экспериментальных данных устанавливается связь между невязким квазитрёхмерным распределением скоростей в колесе и оптимальным режимом работы, соответствующим минимуму коэффициента потерь колеса. Таким образом, окончательное уточнение всех размеров рабочего колеса становится возможным путём качественного анализа диаграмм поверхностных скоростей.

Второй задачей предпринятого исследования является оценка совершенства формул, используемых в программном комплексе Метода универсального моделирования для определения оптимального режима работы центробежного колеса. Подразумеваются формулы, учитывающие изменение угла атаки из-за стеснения потока лопатками и перестройки потока под воздействием нагрузки на лопатки [3]. Анализируются причины возможного расхождения между положением оптимального режима по результатам расчёта и экспериментальным данным.

СРАВНЕНИЕ РАССЧИТАННЫХ ДИАГРАММ ПОВЕРХНОСТНЫХ СКОРОСТЕЙ С РЕЗУЛЬТАТАМИ ИЗМЕРЕНИЙ

Многочисленные эксперименты с измерением параметров потока в относительном движении во вращающемся рабочем колесе проводились на кафедре KBХТ в 60 – 80-х гг. прошлого столетия [1]. Показано, что измеренные и рассчитанные (невязкий квазитрёхмерный расчёт) диаграммы поверхностных скоростей в значительной степени совпадают.

Сопоставление для одного из десятков проанализированных экспериментов представлено на рис.1 [1]. Различие между невязким и реальным обтеканием проявляется в области зоны срыва потока в конце задней поверхности лопаток.

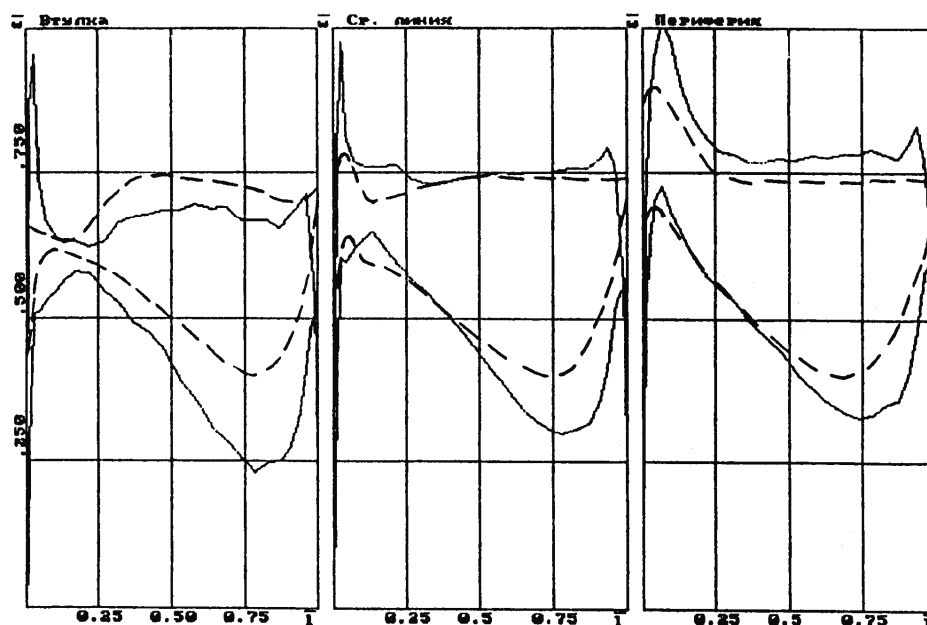


Рисунок 1 - Измеренные (пунктирная линия) и рассчитанные (сплошная линия) диаграммы поверхностных скоростей (высокоэффективное рабочее колесо с непространственными лопатками, расход меньше расчетного)

Однако, вне зависимости от различий, квазитрёхмерный расчёт с высокой точностью позволяет определить условия обтекания входных кромок лопаток. Известно, что наиболее благоприятное, безударное обтекание соответствует положению передней критической точки на входной кромке лопаток. При этом и передняя, и задняя поверхности лопаток обтекаются с минимальными пиками скоростей на входной кромке. Рекомендация принимать тот или иной угол атаки (нулевой, например) обеспечивает лишь приближение к условию безударного входа. В то же время, анализ рассчитанных диаграмм дает наглядную информацию о проблеме:

- наличие пика скорости в начале задней поверхности свидетельствует о смещении передней критической точки на переднюю поверхность лопатки – расход меньше того, при котором имеется безударное обтекание. Если такое имеет место при проектировании колеса, входной угол лопаток следует уменьшить,
- наличие пика скорости в начале передней поверхности свидетельствует о смещении передней критической точки на заднюю поверхность лопатки – расход больше того, при котором имеется безударное обтекание. Если такое имеет место при проектировании колеса, входной угол лопаток следует увеличить.

Изложенная схема корректировки формы лопаток проектируемых колес дает хорошие результаты, как показывает практика проектирования около полутора десятков различных центробежных нагнетателей газовой промышленности и ряда модельных ступеней кафедры КВХТ. Выполненный авторами анализ рассчитанных диаграмм поверхностных скоростей на режимах, соответствующих минимуму коэффициента потерь рабочего колеса может подтвердить, отвергнуть или уточнить такую методику.

ОБЪЕКТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для решения задачи использованы данные экспериментов кафедры KBXT по отработке ряда модельных ступеней*. Все модельные ступени были промежуточного типа – рабочее колесо, диффузор, обратно-направляющий аппарат. Применялись рабочие колеса закрытого типа с лопатками цилиндрической формы в радиальной части колеса. Часть рабочих колес имела лопатки традиционного типа – средняя линия лопаток в радиальной плоскости в виде дуги окружности. Другие РК профилировались с учетом диаграмм поверхностных скоростей (Метод универсального моделирования) и имели более сложную форму в радиальной плоскости. Диаметры рабочих колес модельных ступеней лежали в пределах 350 – 420 мм. Наряду с модельными ступенями конструкции кафедры KBXT были испытаны модели ступеней двух нагнетателей, широко применяющихся ОАО «Газпром».

Модельные ступени, как правило, испытаны при окружных скоростях, соответствующих условному числу Маха $M_u = 0.6, 0.7, 0.8$.

В работе представлены результаты испытания следующих модельных ступеней:

- ступень K101-4 с лопаточными диффузорами с разным числом лопаток;
 - ступень 028м;
 - ступень 038м;
 - ступень НЦ-16 (лопаточный диффузор) – модель первой ступени нагнетателя НЦ-16/76-1.44;
 - ступень Н395 (лопаточный диффузор) – модель первой ступени нагнетателя Н395-23-1;
 - ступень 048м;
 - ступень 055м;
 - ступень 060м;
 - ступень 064м;
 - ступень K101-1 (безлопаточный диффузор).

АНАЛИЗ ДИАГРАММ ПОВЕРХНОСТНЫХ СКОРОСТЕЙ, СООТВЕТСТВУЮЩИХ МИНИМУМУ КОЭФФИЦИЕНТА ПОТЕРЬ

Для того чтобы рассчитанные диаграммы поверхностных скоростей на лопатках колеса можно было использовать при проектировании центробежных колёс следует знать, какая диаграмма соответствует минимуму потерь напора. С этой целью для ряда центробежных колёс описанных выше модельных ступеней рассчитаны зависимости коэффициента потерь колеса от коэффициента расхода. Для расхода, соответствующего минимуму коэффициента потерь, рассчитано невязкое квазитрёхмерное распределение скоростей на лопатке. Исследуемые рабочие колёса существенно различаются расчётными значениями коэффициентов расхода Φ_r и напора ψ_{tr} , втулочным отношением $\bar{D}_{вт}$ и др. Рабочие колёса испытывались при различных числах Маха $M_u = 0.6 \dots 0.756$.

* Помимо авторов, в разработке и испытаниях модельных ступеней принимали участие сотрудники кафедры KBXT В.И. Зараев, В.П. Митрофанов, В.И. Хенталов, К.А. Данилов.

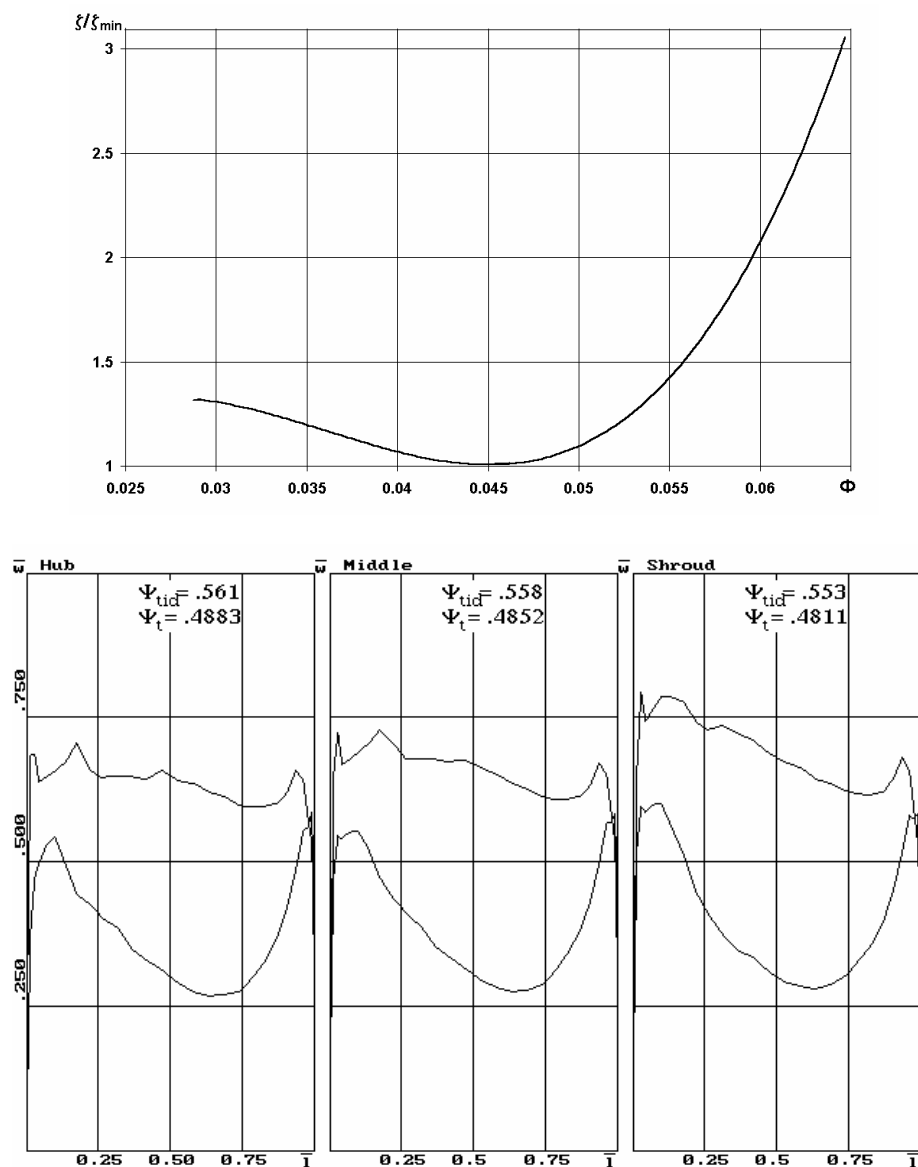


Рисунок 2 - Зависимость коэффициента потерь РК 038м от расхода при $M_u = 0.6$ и невязкое распределение скоростей на оптимальном режиме работы ($\Phi = 0.046$) на трёх поверхностях тока по высоте лопатки

На рис. 2 - 4 представлены зависимости коэффициента потерь от расхода и результаты расчёта невязкого квазитрёхмерного обтекания лопаток для режима работы, соответствующего минимуму коэффициента потерь.

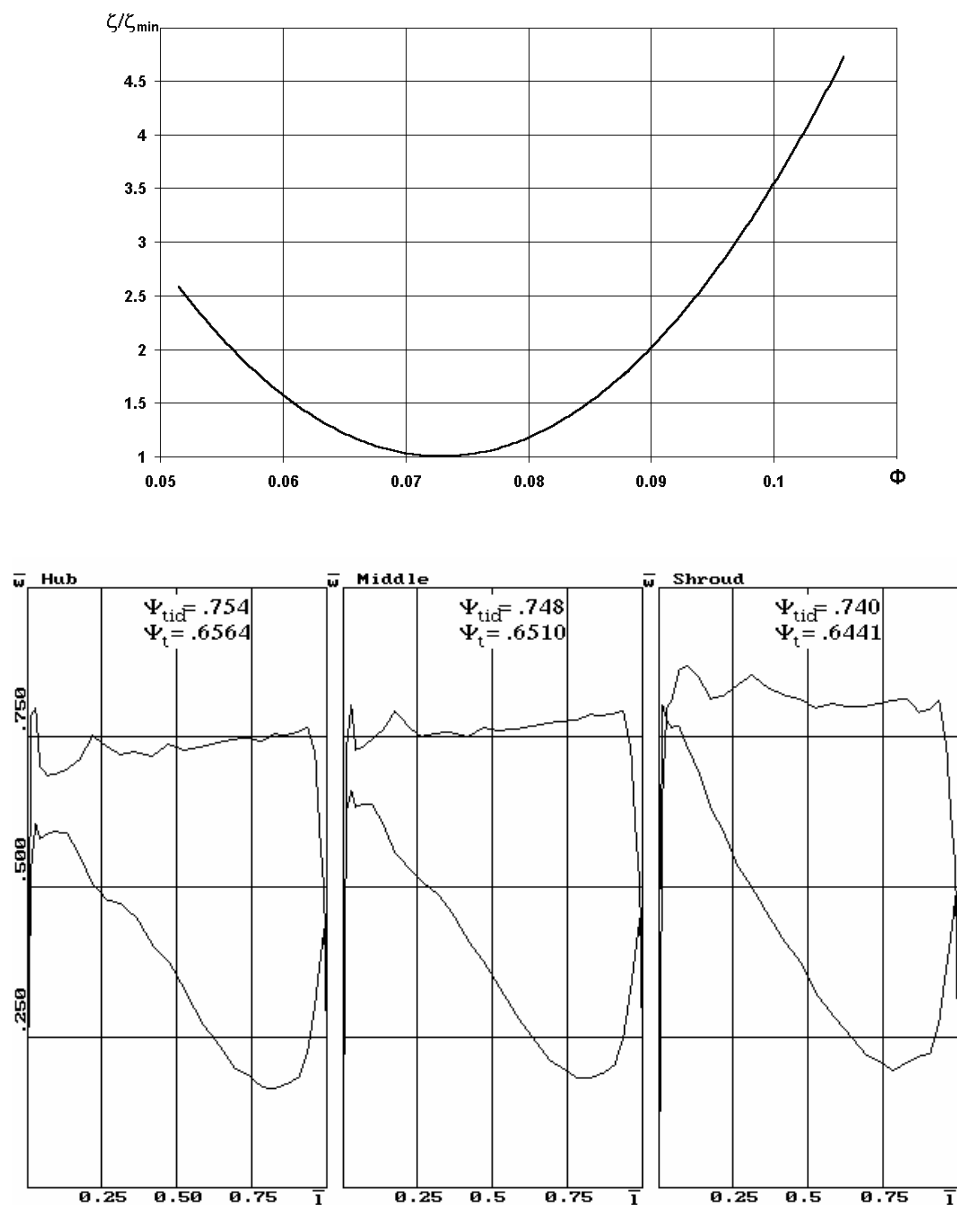


Рисунок 3 - Зависимость коэффициента потерь РК К101-1 от расхода при $M_u = 0.6$ и невязкое распределение скоростей на оптимальном режиме работы ($\Phi = 0.074$) на трёх поверхностях тока по высоте лопатки

При анализе данных будем иметь в виду, что по высоте входных кромок имеет место значительное изменение величины и направления относительной скорости потока. Оно связано с градиентом меридиональной скорости вдоль входных кромок (причина - поворот потока из осевого направления). Вызванное этим различие в условиях обтекания по высоте лопаток тем больше, чем больше высота лопаток, т.е. тем больше, чем больше расчетный коэффициент расхода. Неравномерность обтекания по высоте в определенной степени может быть уменьшена соответствующим выбором формы входного участка РК, что является частью обычной процедуры проектирования Методом универсального моделирования.

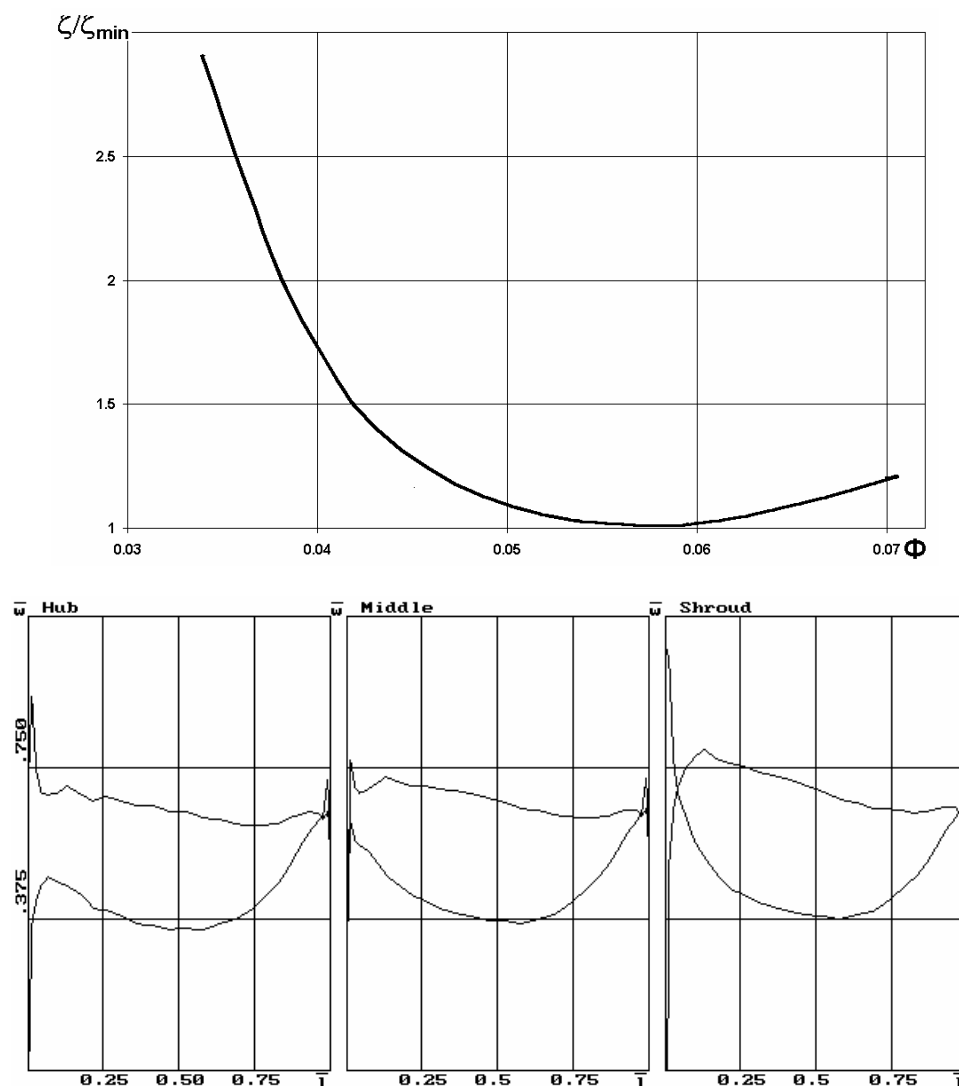


Рисунок 4 - Зависимость коэффициента потерь РК 395 от расхода при $M_u = 0.6$ и невязкое распределение скоростей на оптимальном режиме работы ($\Phi = 0.058$) на трёх поверхностях тока по высоте лопатки

Среди сопоставляемых РК только колеса ступеней НЦ16 и Н395 проектировались «геометрически», без корректировки формы входного участка на основе анализа диаграмм скоростей (колеса ступеней 028 и 038 имели «дуговые» лопатки, но проектировались Методом универсального моделирования с учетом диаграмм скоростей). Колеса ступеней 060 и 064 проектировались с учетом диаграмм скоростей, но форма их входных кромок была упрощена из соображений технологии изготовления. Это негативно повлияло на равномерность обтекания лопаток по высоте.

Таким образом, анализируемые рабочие колеса можно разделить на две группы:

- с относительно небольшим изменением условий обтекания (диаграмм скоростей) по высоте лопаток – РК К101-4, 028, 038, 055, К101-1. Колесо К101-1 входит в эту группу несмотря на большую высоту лопаток, так как оно было наиболее тщательно спроектировано с учетом накопленного опыта;

-со значительным изменением условий обтекания (диаграмм скоростей) по высоте лопаток – РК НЦ16, Н395, 060, 064;

Представленные на рисунках данные позволяют отметить следующие закономерности:

-для тщательно спроектированных РК с относительно небольшим изменением условий обтекания (диаграмм скоростей) по высоте лопаток минимуму коэффициента потерь соответствует коэффициент расхода, при котором обтекание лопаточного аппарата близко к безударному на средней поверхности тока. Небольшие пики скоростей на задней поверхности лопаток (средняя поверхность) вызваны обтеканием входных кромок конечной толщины. На периферийной поверхности тока может иметь место небольшой отрицательный угол атаки, что даже улучшает условия обтекания [3];

-для менее тщательно спроектированных РК с заметным изменением условий обтекания (диаграмм скоростей) по высоте лопаток минимуму коэффициента потерь соответствует коэффициент расхода, при котором обтекание лопаточного аппарата соответствует значительному отрицательному углу атаки на периферии, и положительному углу атаки у основного диска. То есть, условие безударного входа выполняется в среднем по высоте лопаток;

- наиболее существенны различия в условиях обтекания по высоте лопатки у РК 395. На начальном участке лопатки наблюдается большая положительная нагрузка у втулки и значительная отрицательная нагрузка на периферии. Данное обстоятельство связано с тем, что в отличие от других рабочих колёс у РК 395 входная кромка в меридиональной плоскости выполнена параллельно оси вращения колеса;

- высоконапорные рабочие колёса имеют очень незначительную нагрузку на начальном участке. У низконапорных колёс рабочих колёс нагрузка на входном участке существенно больше, но при этом угол атаки остаётся равным нулю – пика скорости на задней стороне лопатки в районе входной кромки не наблюдается.

ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДВУХМЕРНОГО ПОДХОДА

Целью дальнейшего анализа была оценка совершенства расчётных формул, используемых в математической модели ЦК для определения значения оптимального расхода колеса. Как уже было показано, минимум коэффициента потерь рабочего колеса наблюдается при расходе, соответствующем безударному обтеканию лопаток рабочего колеса. Метод универсального моделирования использует схему из [3], в соответствии с которой определяется направление струйки тока, движущейся в переднюю критическую точку – с учетом эффекта стеснения потока лопатками и воздействия разности давлений на передней и задней поверхностях лопаток.

В соответствии с классическими представлениями и рекомендациями по расчету [4] наличие лопаток конечной толщины приводит к тому, что при входе в лопаточную решётку увеличивается расходная составляющая скорости потока, что учитывается с помощью коэффициента стеснения τ_1 :

$$c_{r1}' = c_{r1} / \tau_1,$$
$$c_{r1} = \frac{\bar{m}}{\rho_1 (\pi D_1 b_1)},$$

$$\tau_1 = 1 - (0.5 - 0.7) \frac{\delta_a z_a}{\pi D_1 \sin \beta_{a1}} \quad (1)$$

Под воздействием разности давлений на поверхностях лопаток вблизи входа в РК струйки тока приобретают окружную составляющую, различную по величине и направлению для разных струек тока. Идущая в переднюю критическую точку струйка тока приобретает некоторую отрицательную закрутку $\Delta c_{u1} < 0$. Эта струйка отклоняется от среднего направления потока в сторону, противоположную направлению вращения колеса, тем сильнее, чем больше средняя нагрузка (разность давлений) лопатки и чем ближе к входной кромке смещена основная часть нагрузки.

В результате скорость относительного движения этой струйки тока равна w_{1nc} (рис.5). Это связано с «подсасыванием» струйки тока к задней поверхности лопаток, где давление пониженное. Струйки тока в середине канала отклоняются в сторону вращения, так что средняя закрутка потока не меняется.

Условие безударного обтекания определяется не направлением среднего по шагу потока, а направлением струйки тока, идущей в переднюю критическую точку профиля. В соответствии с рекомендациями [3] условие безударного обтекания обеспечивается при:

$$i_1 = \beta_{a1} - \beta_{1nc} = 0.$$

Для расчёта углов атаки с учётом влияния величины и характера распределения нагрузки на направление обтекающей профиль струйки тока предложена следующая формула

$$\Delta \bar{c}_{u1} = \frac{\Psi_r}{z(1 - \bar{D}_1)(1 - K_{цд})}, \quad (2)$$

где $K_{цд}$ – коэффициент центра давления, определяемый распределением нагрузки по длине лопатки.

Из рис.5 видно, что отмеченные обстоятельства, влияющие на изменение угла струйки тока, идущей в переднюю критическую точку, частично компенсируют друг друга. Стеснение потока ведёт к увеличению угла β_{1nc} , а закрутка потока его уменьшает. Таким образом, оценка режима безударного обтекания по простому условию

$$i_1 = \beta_{a1} - \beta_1 = \beta_{a1} - \arctg(c_{r1}/u_1)$$

иногда может дать приемлемые результаты. Но в общем случае для точности определения оптимального расхода перестройку потока учитывать необходимо.

Для оценки достоверности приведённых выше соотношений была использована программа «Ident.exe» кафедры KBXT.

С помощью программы «Ident.exe» были рассчитаны значения оптимальных расходов для испытанных ступеней и сопоставлены с результатами эксперимента. Сопоставление рассчитанных и экспериментальных данных приведено в табл.1. и на рис.6.

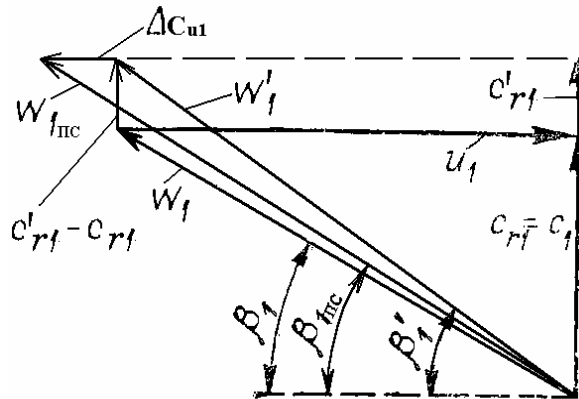


Рисунок 5 - Перестройка потока перед лопатками колеса

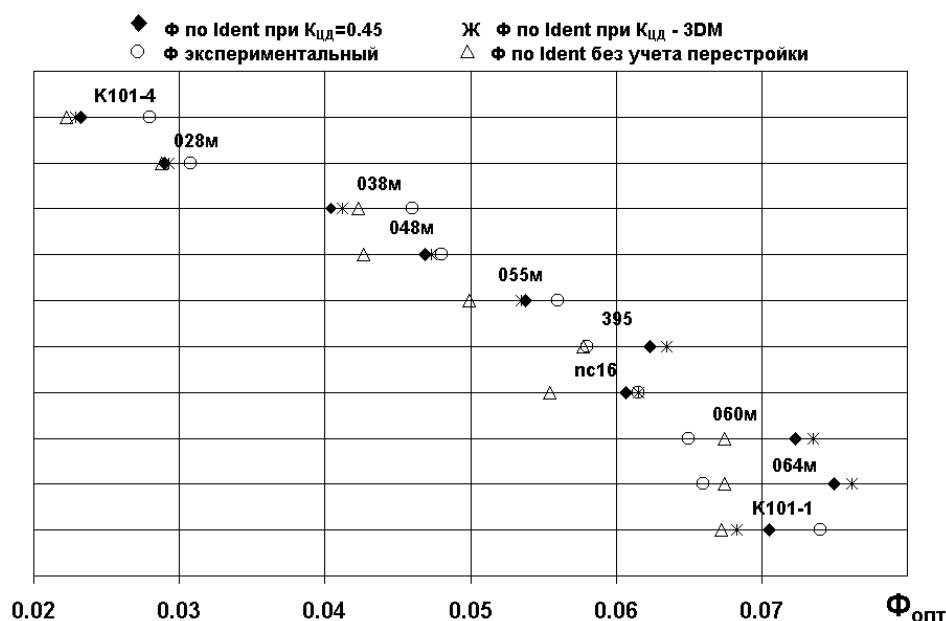


Рисунок 6 - Сопоставление экспериментальных значений $\Phi_{опт}$ с рассчитанными по программе «Ident» с учетом перестройки потока (формулы 1 и 2) и без нее

Из таблицы 1 и рис.6 видно расхождение между режимом безударного входа, определенного по программе Ident, и режимом с минимальным коэффициентом потерь, определенным экспериментально. Для рабочих колес с небольшими Φ_p оптимальный коэффициент расхода, полученный расчетным путем меньше, чем оптимальный коэффициент расхода, полученный экспериментально. Следовательно, в этом случае угол атаки будет положительным, т.е. формула для расчета Δc_{u1} завышает отрицательную закрутку. Для рабочих колес с большим Φ_p картина противоположная.

Следует обратить внимание на то обстоятельство, что при использовании двухмерной схематизированной диаграммы скоростей коэффициент центра давления $K_{цд}$, используемый при расчёте Δc_{u1} , для всех колёс принимается постоянным, равным 0.45, так как в данном случае точно рассчитать распределение скоростей по длине лопатки невозможно. Очевидно, что это может являться одной из причин выявленного расхождения между рассчитанным значением оптимального расхода и данными эксперимента.

Другая не менее важная причина отмеченного расхождения заключается в упрощенной, неточной схематизации течения на входе в лопаточный аппарат при использовании двухмерной постановки. Во-первых, не учитываются различия в условиях обтекания по высоте лопатки, что особенно важно для высокорасходных рабочих колёс. Во-вторых, показанный ранее на рис.5 входной треугольник скоростей рассчитывается исходя из предположения, что поток на входе в лопаточную решётку движется исключительно в радиальном направлении, а площадь проходного сечения определяется диаметром D_1 и высотой лопатки на входе b_1 . В действительности скорость на входе в лопаточную решётку имеет не только радиальную, но и осевую составляющую c_z , а площадь проходного сечения на входе в лопаточный участок РК несколько больше, чем используемое значение $F_1 = \pi D_1 b_1$ (рис.7). Это связано с тем, что входная кромка лопатки почти всегда попадает в область скругления меридионального контура РК со стороны покрывающего диска, и

чем больше значение радиуса скругления R_s , тем значительнее завышение площади проходного сечения.

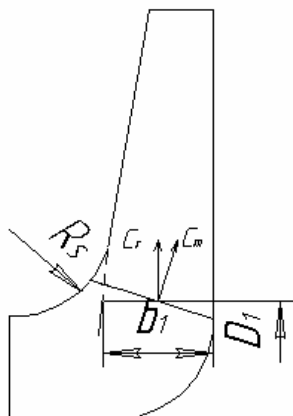


Рисунок 7 - Расходная составляющая скорости и площадь проходного сечения на входе в колесо и используемая при расчёте схематизация

Существует и третья причина, которая может приводить к расхождению между экспериментом и расчётом. Двухмерная схематизация не учитывает различий в условиях обтекания по высоте лопатки, заменяя осреднение трёхмерной структуры потока по высоте лопатки обтеканием лопатки на средней поверхности тока.

Для оценки погрешности при использовании одного постоянного значения $K_{цд} = 0.45$ для всех испытанных РК на оптимальном режиме работы было рассчитано квазитрёхмерное распределение скоростей и по нему вычислено среднее по высоте лопатки значение $K_{цд}$. Результаты расчёта представлены в таблице 1. Видно, что в действительности при оптимальном расходе для разных рабочих колёс значения коэффициента $K_{цд}$ существенно различаются, т.е. применяемое в математической модели значение $K_{цд} = 0.45$ не соответствует действительности. Следует отметить, что величина $K_{цд}$ по данным квазитрёхмерного расчёта может отличаться как в большую, так и в меньшую сторону по сравнению с обычно используемым в программе «Ident» значением $K_{цд} = 0.45$. Однако, как видно из таблицы 1, коэффициент $K_{цд}$ не достаточно сильно влияет на положение оптимального режима и его изменение (в диапазоне значений, не противоречащих физической сути) не позволяет добиться совпадения расчётного положения оптимального режима с действительным. Причём, в ряде случаев использование $K_{цд}$, полученного из квазитрёхмерного расчёта приводит к увеличению расхождения между экспериментальным значением оптимального расхода и результатом расчёта.

Как уже отмечалось, стеснение потока и перестройка под воздействием нагрузки на лопатки влияют на изменение угла атаки в противоположных направлениях: стеснение потока его уменьшает, закрутка — увеличивает. В итоге, результат воздействия данных факторов на угол атаки может оказаться незначительным. Для анализа этого вопроса по программе «Ident» был выполнен расчёт положения оптимального режима без учёта перестройки потока, т.е. при $\tau_1 = 1$, $\Delta c_{u1} = 0$. Результаты этого расчёта также нанесены на рис.6 и в табл.1. Видно, что в случае неучёта перестройки потока режим работы с нулевым углом атаки смещается в сторону меньшего расхода. Исключением является ступень 038м, где ситуация противоположная. У ступени 028м и K101-4 нулевой угол атаки практически соответствует оптимальному режиму.

Отмеченные особенности означают, что на перестройку потока большее влияние оказывает изменение окружной составляющей скорости на входе ΔC_{u1} и меньшее влияние – стеснение потока.

Таблица 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ступень	$D_{в1}/D_2$	Mu	Φ_p	$\Phi_{опт}$ ($\zeta=\zeta_{min}$)	Ψ_T ($\Phi_{опт}$)	$\Phi_{опт}$ по Ident $K_{цд}=0.45$	$K_{цд}$ (3DM)	$\Phi_{опт}$ ($K_{цд}$ из 3DM)	$\Phi_{опт}$ при $\tau=1$, $\Delta C_{u1}=0$
K101-4	0.416	0.756	0.025	0.028	0.63	0.0232	0.404	0.0228	0.0222
028м	0.373	0.6	0.028	0.031	0.57	0.029	0.484	0.0293	0.0288
038м	0.35	0.6	0.038	0.046	0.54	0.0404	0.491	0.0412	0.0423
048м	0.29	0.6	0.048	0.048	0.483	0.0469	0.479	0.0473	0.0426
055м	0.29	0.6	0.055	0.056	0.56	0.0538	0.424	0.0534	0.0499
395	0.314	0.6	-	0.058	0.43	0.0623	0.56	0.0641	0.0577
НЦ16/76	0.337	0.6	-	0.0615	0.5	0.0607	0.479	0.0614	0.0554
060м	0.29	0.6	0.06	0.065	0.41	0.0723	0.508	0.0738	0.0674
064м	0.29	0.6	0.064	0.066	0.48	0.075	0.503	0.0762	0.0674
K101-1	0.345	0.6	0.07	0.074	0.64	0.0705	0.355	0.0683	0.0672

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Галёркин Ю.Б. и др. Труды научной школы компрессоростроения СПбГТУ. Под редакцией проф. Ю.Б. Галёркина. Санкт-Петербург, 2000. - 443 с.
2. Васильев Ю.С., Родионов П.И., Соколовский М.И. Высокоэффективные центробежные компрессоры нового поколения. Научные основы расчета, разработка методов оптимального проектирования и освоение производства. "Промышленность России", №10-11 (42-43), октябрь-ноябрь 2000 г., М. - С. 78-85.
3. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982. - 271 с.
4. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. - 3-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. - 351 с.

СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ С ЛОПАТОЧНЫМИ И БЕЗЛОПАТОЧНЫМИ ДИФFUЗОРАМИ

Галеркин Ю.Б., Козаченко Л.И., Митрофанов В.П., Зараев В.И., Прокофьев А.Ю.
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, Россия

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Центробежные компрессоры (нагнетатели – ЦБН) газоперекачивающих агрегатов – наиболее массовые среди промышленных центробежных компрессоров в России. Более четырех тысяч ЦБН Газпрома – это около 20% всех крупных промышленных компрессоров мира (во всех отраслях промышленности, не только в газовой). При

установленной мощности 45 млн. киловатт ЦБН Газпрома требуют для своего привода расхода газа на сумму 3.5 млрд. долларов ежегодно (стоимость – в мировых ценах на природный газ). Понятно внимание, которое следует уделять повышению эффективности ЦБН, в том числе, на стадии проектирования проточной части.

Большинство ЦБН Газпрома составляют отечественные машины на базе ступеней с лопаточными диффузорами (ЛД). На основании опыта проектирования и вполне ясных теоретических соображений считается, что по сравнению со ступенями, снабженными безлопаточными диффузорами можно достичь более высокого максимального КПД на 2 – 4%. Однако, диапазон производительности, в котором возможна устойчивая работа ступеней с ЛД и где КПД остается высоким, заметно меньше [1, 2].

При реализации программы модернизации компрессорного хозяйства ОАО «Газпром» была поставлена задача создания ЦБН нового поколения, наиболее полно отвечающих требованиям эксплуатации. Кафедра компрессорной, вакуумной и холодильной техники (кафедра КВХТ) СПбГПУ принимает участие в этой программе, разрабатывая проточные части ЦБН на базе ступеней с безлопаточными диффузорами по заданиям ОАО «Компрессорный комплекс», и ОАО НПО «Искра» [3]. В последнее время такая работа ведется и по заданиям СМПО им. М.В. Фрунзе.

Известно, что на кафедре КВХТ разработан так называемый Метод универсального моделирования, позволяющий осуществить расчетную оптимизацию проточной части ступеней с учетом всех ныне известных особенностей рабочего процесса [4, 5, 6, 7, 8]. Применение Метода позволило создать проточные части с высоким максимальным КПД и широкой зоной устойчивой и эффективной работы на базе ступеней с БЛД. Для примера на рис.1 сопоставлены характеристики одного из массовых отечественных линейных нагнетателей НЦ-16/76-1.44 на базе ступеней с ЛД и аналогичного по размерам и параметрам нагнетателя НЦ-16 «Урал» (ОАО – НПО «Искра» и кафедра КВХТ, в производстве с 1999 г., [9]). За масштаб КПД принято его максимальное значение у НЦ-16/76-1.44 на базе ступеней с ЛД.

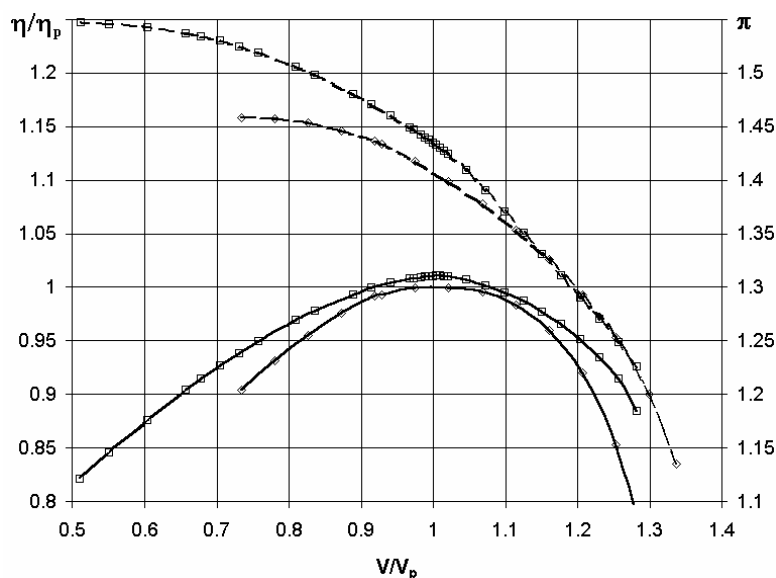


Рисунок 1 - \diamond – НЦ-16/76-1.44 – один из наиболее распространенных отечественных ЦБН с ЛД;
 \square – НЦ-16 «Урал» – ЦБН нового поколения с БЛД.
 η/η_p – сплошная линия; π – пунктир

Из приведенных данных следует, что в точке с расчетным отношением давлений $\pi = 1.44$ КПД нагнетателя нового поколения на базе ступеней с безлопаточными

диффузорами на 1.5% выше, а максимальный КПД на 0.5% выше при значительном преимуществе в зоне экономичной и устойчивой работы. Сопоставленные нагнетатели имеют одинаковые по габаритам корпуса с малыми радиальными размерами. Это дает преимущество проточной части с ЛД, так как для получения максимального КПД ступени с БЛД требуют больших радиальных размеров.

Следует сказать, что эффективность лучших ЦБН прежнего поколения на базе ступеней с лопаточными диффузорами конструкции Невского машиностроительного завода и ОАО «Компрессорный комплекс» выше, чем у нагнетателя НЦ-16/76-1.44. Однако, нагнетатель нового поколения НЗ98-23-1Л (ОАО «Компрессорный комплекс» и кафедра КВХТ, в производстве с 1999 г., [10]) на базе ступеней с БЛД имеет корпус оптимального размера и его максимальный КПД уже на 2% выше, чем у НЦ-16/76-1.44. Тем не менее, вопрос о преимуществе лопаточных диффузоров для получения максимального КПД низконапорных ЦБН заслуживает дальнейшего рассмотрения.

Для линейных ЦБН характерны ступени с относительно малым коэффициентом теоретического напора в расчетной точке $\psi_T = c_{u2}/u_2 \approx 0.5$. При этом кинетическая энергия потока на входе в диффузор относительно невелика. Это снижает вклад диффузора в показатели эффективности ступени. Другая ситуация имеет место для сменных проточных частей дожимных ЦБН. На головных компрессорных станциях по мере истощения месторождения требуется повышать отношение давлений, развиваемых ЦБН. Обычная практика – это замена проточной части у существующих ЦБН на более высоконапорную. Так как количество ступеней не может быть увеличено, повышение напора достигается применением рабочих колес с увеличенными коэффициентами теоретического напора $\psi_T = c_{u2}/u_2 = 0.65 - 0.75$. Это увеличивает кинетическую энергию на выходе из РК и требует большего замедления потока в диффузоре. Безлопаточные диффузоры не могут решить эту задачу при ограниченной размерами корпуса малой радиальной протяженности.

Типичный результат представлен на рис.2, где сопоставлены характеристики трех дожимных нагнетателей (сменных проточных частей) мощностью 16 – 18 тысяч киловатт и отношением давлений $\pi = 1.64 - 1.7$ при конечном давлении 76, 70 и 61 ата (конкретные параметры ясны из названий СПЧ). За масштаб КПД принято его максимальное значение у СПЧ-18/70-1.7.

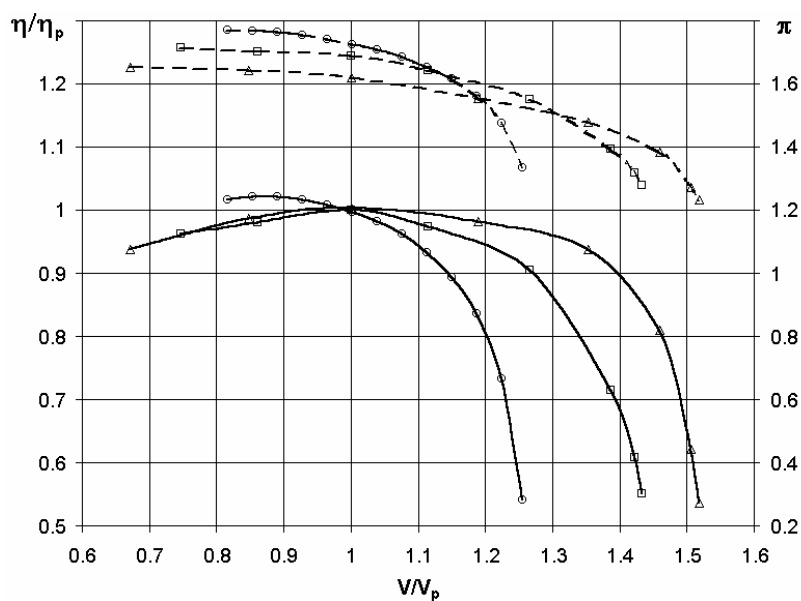


Рисунок 2 - О – СПЧ НЦ-16/76-1.7; □ – СПЧ-18/70-1.7; Δ – СПЧ-18/61-1.64.

η/η_p – сплошная линия; π – пунктир

Все три проточные части спроектированы кафедрой КВХТ Методом универсального моделирования и реализованы Заказчиками без проверки модельными испытаниями. В соответствии с техническим заданием СПЧ-18/70-1.7 и СПЧ-18/61-1.64 выполнены на базе ступеней с безлопаточными диффузорами. При проектировании СПЧ НЦ-16/76-1.7 такого ограничения не было, поэтому были применены лопаточные диффузоры.

Следует отметить, что эта машина была спроектирована еще в 1995 г. и к настоящему времени в эксплуатации находится более 30 таких компрессоров. У СПЧ НЦ-16/76-1.7 наименьшая мощность, наибольшее конечное давление и наибольшее отношение давлений. При одинаковой скорости вращения ротора (5300 об/мин) у всех трех СПЧ, быстроходность НЦ-16/76-1.7 наименьшая. Так как во всех трех случаях быстроходность существенно меньше оптимальной, более высокий КПД НЦ-16/76-1.7 следует считать заметным достижением. Методика проектирования всех трех машин была одинаковой. Очевидно, что положительный эффект был достигнут за счет рационального выбора типа диффузора – лопаточного в данном случае.

У сопоставляемой СПЧ с лопаточным диффузором зона устойчивой и экономичной работы уже, чем у СПЧ с безлопаточными диффузорами. В правой части характеристики (расход больше расчетного) это связано с ударными потерями в ЛД при отрицательных углах атаки, чего нет в безлопаточных диффузорах. Однако, при использовании высоконапорных рабочих колес в правой части характеристики потребляемая мощность возрастает так быстро, что мощности приводной газовой турбины недостаточно для эксплуатации ЦБН. То есть, режимы с расходом существенно больше расчетного практически невозможны и характеристика ЦБН в этой части не представляет практического интереса.

При рассмотрении левой ветви характеристики следует иметь в виду, что граница помпажа при высоконапорных рабочих колесах приближена к расчетному режиму из-за пологости напорной характеристики. У СПЧ НЦ-16/76-1.7 коэффициент теоретического напора равен $\psi_T = 0.75$, а у двух других сопоставляемых СПЧ коэффициент напора на 15% меньше. Негативная роль лопаточного диффузора у РК с $\psi_T = 0.75$ с очень пологой напорной характеристикой просто «не успевает» проявить себя. Использование ЛД в сочетании с РК меньшей напорности, имеющих более крутую напорную характеристику, возможно, привело бы к нежелательному смещению границы помпажа по сравнению с проточной частью с БЛД.

Приведенные примеры показывают, что правильный выбор типа диффузора для компрессоров газовой промышленности неоднозначен. Цель данной работы - получить объективную оценку достижимого КПД и зоны работы ЦБН при использовании лопаточных и безлопаточных диффузоров на основе модельных испытаний ступеней с разной методикой газодинамического проектирования и с разной напорностью.

2. МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ

Модельные испытания проведены на экспериментальном стенде ЭЦК-4 научно-исследовательской лаборатории компрессоростроения им. проф. К.П. Селезнева (рис.3).

Неподвижные элементы ступеней крепятся к торцу корпуса подшипников, рабочие колеса располагаются на консольной части вала. Электрический привод с номинальной мощностью 600 кВт вращает вал стенда с заданной скоростью в пределах 0 – 18000 об/мин через повышающую зубчатую передачу.

Измерение внутреннего напора производилось по разности температур за ступенью и перед ней. Ртутные термометры располагаются в контрольных сечениях с

малыми скоростями потока (на расчетном режиме не более 1/15 от окружной скорости РК). В соответствии с рекомендациями Международного стандарта ISO 5389 1991 (Е) скоростной напор учитывался расчетом по уравнению неразрывности. Для уменьшения погрешности из-за теплообмена с атмосферным воздухом наружная поверхность корпуса модели теплоизолирована. Температура корпуса подшипников, на котором установлен корпус модели, поддерживалась равной температуре нагнетания воздействием на маслоохладители. Это исключает подвод или отвод тепла через корпуса модели и подшипников.



Рисунок 3 - Экспериментальный стенд ЭЦК-4 для модельных испытаний центробежных компрессорных ступеней (проточная часть модельной ступени демонтирована)

В контрольных сечениях на входе и выходе ступени, на расстоянии $1.05D_2$ за рабочим колесом и на выходе из диффузора статические давления измерялись отбором с наружных стенок проточной части. Для учёта неравномерности потока отбор давления осуществлялся в нескольких точках контрольного сечения (три точки отбора на входе в ступень, по пять точек отбора в сечениях за колесом и диффузором, четыре точки отбора на выходе из ступени). Полные давления измерялись ТПД с протоком диаметром 2 мм, нечувствительным к углам скоса потока в пределах 45° в любом направлении от оси приемного отверстия. В контрольных сечениях за РК и после диффузора осуществлялось траверсирование потока пятью ТПД по ширине канала.

В контрольном сечении на входе в ступень полное давление измерялось тремя ТПД, расположенными в ядре потока. Это же сечение использовалось для определения массового расхода через ступень по разности полного давления в ядре потока и статического давления на стенке входного патрубка. Предварительно на этапе наладочных работ патрубок тщательно тарировался траверсированием поля полного давления в измерительном сечении.

В радиальном сечении на выходе из ступени неподвижно установлены восемь – одиннадцать ТПД (в зависимости от числа лопаток ОНА) на разных радиусах.

Измерение давлений в контрольных сечениях между РК и диффузором, и между диффузором и ОНА позволило дополнить информацию о суммарных характеристиках ступени данными по эффективности ее элементов. Несмотря на известную неопределенность снятия поэлементных характеристик, анализ результатов многочисленных испытаний подтверждает полезность этой информации. Для повышения достоверности результатов при обработке измерений использована программа наиболее строгого осреднения энергетических параметров в контрольных сечениях [11].

3. ОБЪЕКТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектами исследования были ступени промежуточного типа – рабочее колесо, диффузор, обратно-направляющий аппарат.

У всех ступеней применялись рабочие колеса закрытого типа с лопатками цилиндрической формы в радиальной части колеса. Часть рабочих колес имела лопатки традиционного типа – средняя линия лопаток в радиальной плоскости в виде дуги окружности. Другие РК профилировались с учетом диаграмм поверхностных скоростей (Метод универсального моделирования) и имели более сложную форму в радиальной плоскости. Диаметры рабочих колес модельных ступеней лежали в пределах 350 – 420 мм.

Ширина безлопаточных диффузоров выбиралась так, чтобы иметь оптимальный угол потока в основной части БЛД на расчетном режиме. Если при этом ширина основной части БЛД получалась меньше высоты лопаток РК на выходе, начальный участок БЛД обеспечивал плавное изменение ширины.

Лопаточные диффузоры имели общепринятую традиционную форму лопаток со средней линией в виде дуги окружности.

Обратно-направляющие аппараты ступеней, спроектированных Методом универсального моделирования, имели повышенную против традиционных густоту лопаточных решеток и число лопаток спрямляющего аппарата вдвое меньшую, чем в основной части.

Модельные ступени, как правило, испытаны при окружных скоростях, соответствующих условному числу Маха $M_u = 0.6, 0.7, 0.8$.

В работе представлены результаты испытания следующих модельных ступеней:

- ступень НЦ-16 (лопаточный диффузор) – модель первой ступени нагнетателя НЦ-16/76-1.44;
- ступень Н395 (лопаточный диффузор) – модель первой ступени нагнетателя Н395-23-1;
- ступень 048/2 (безлопаточный диффузор) – модель первой ступени нагнетателя нового поколения НЦ-16 «Урал»;
- ступень 048/2 с лопаточными диффузорами с разным числом лопаток;
- ступень 060/2 – (безлопаточный диффузор) модельная ступень нового поколения для двухступенчатых линейных нагнетателей с пониженным отношением давлений ($\pi \approx 1.35$);
- ступень К101-1 (безлопаточный диффузор) – близка по параметрам к ступеням дожимных ЦБН при низком давлении на входе;
- ступень К101-1 с лопаточными диффузорами с разным числом лопаток.

4. СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАДИЦИОННЫХ СТУПЕНЕЙ И СТУПЕНЕЙ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ С БЕЗЛОПАТОЧНЫМИ ДИФFUЗОРАМИ

Газодинамические характеристики традиционных ступеней с ЛД типа НЦ-16 и Н395 сопоставлены с характеристиками ступеней нового поколения с БЛД типа 048/2 и 060/2 (рис.4). За основу при сопоставлении КПД принято его максимальное

значение у модельной ступени НЗ95, которая применена на одном из наиболее эффективных отечественных ЦБН типа НЗ95-23-1 (традиционная проточная часть с лопаточным диффузором).

Испытания показали преимущество ступеней нового поколения и по КПД, и по зоне устойчивой и экономичной работы. Наиболее экономичные ступени с ЛД и с БЛД отличаются по максимальному КПД примерно на 1% (в пользу последней). Преимущества в зоне экономичной и устойчивой работы более чем очевидны.

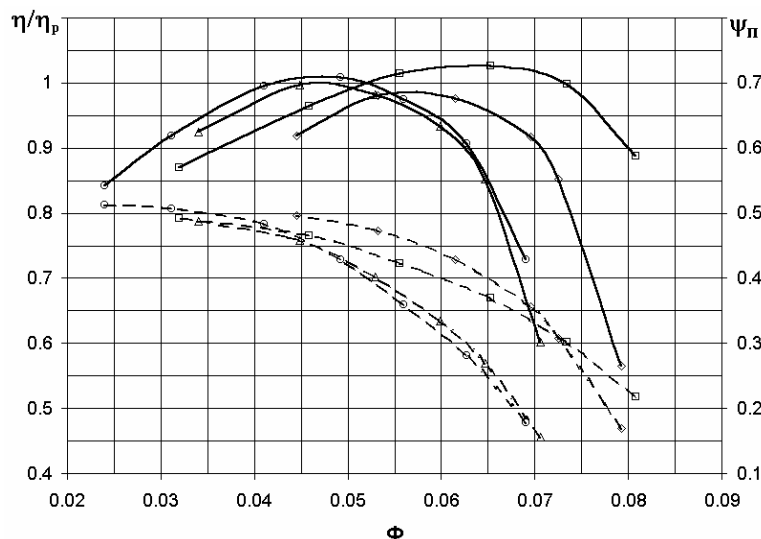


Рисунок 4 - Сопоставление газодинамических характеристик традиционных ступеней (ЛД) и ступеней нового поколения (БЛД):

◇ – НЦ-16 (ЛД), Δ – НЗ95 (ЛД), ○ – 048/2 (БЛД), □ – 060/2 (БЛД)
 η/η_p – сплошная линия, ψ_n – пунктир

Представленные на рис.5-а, 5-б коэффициенты потерь рабочих колес и обратно – направляющих аппаратов демонстрируют, во-первых, более высокую экономичность РК и ОНА, спроектированных Методом универсального моделирования, и, во-вторых, меньший уровень потерь у РК с меньшими коэффициентами напора.

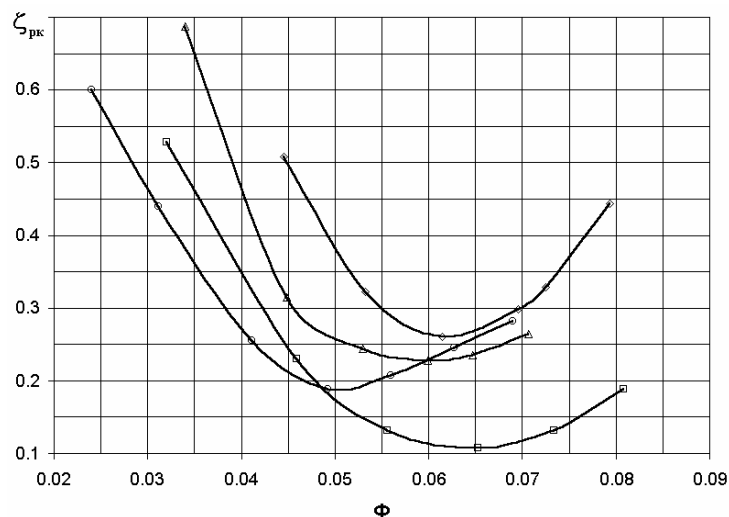


Рисунок 5 а - Коэффициенты потерь РК

◇ – НЦ-16 (ЛД), Δ – НЗ95 (ЛД), ○ – 048/2 (БЛД), □ – 060/2 (БЛД)

Данные модельных испытаний показали, что при проектировании Методом универсального моделирования низконапорные ступени ($\psi_{\text{Трасч}} \leq 0.55$) с безлопаточными диффузорами в сравнении со ступенями традиционного типа с ЛД имеют преимущества и по зоне работы, и по максимальному КПД.

Нет сомнения, что при большей радиальной протяженности БЛД эффективность этих ступеней может быть еще выше. Последнее утверждение подтверждается данными прямо-сдаточных испытаний линейных нагнетателей НЦ-16 «Урал» и НЗ98-23-1Л с практически идентичными параметрами. Первый из них имеет проточную часть на базе модельной ступени 048/2 с отношением диаметров входа/выхода БЛД $D_4/D_2 = 1.44$. Проточная часть второго не имеет прямого модельного аналога, но близка к ступени типа 048/2. Главное отличие – большая радиальная протяженность БЛД. Максимальный КПД НЗ98-23-1Л оказался на 1.5% выше.

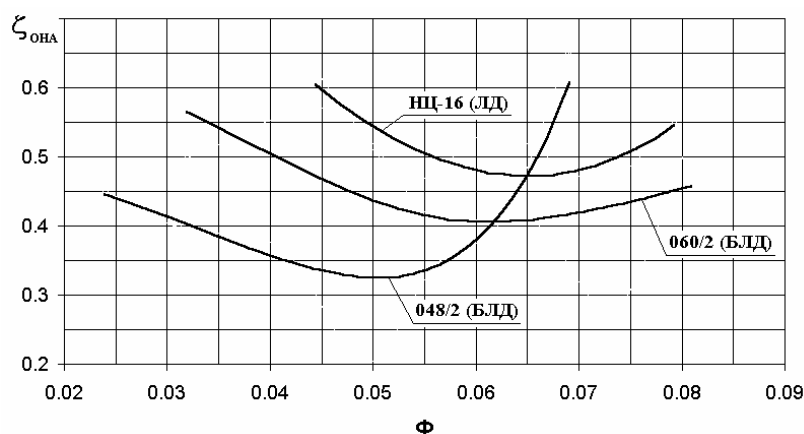


Рисунок 5 б - Коэффициенты потерь ОНА

5. СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НИЗКОНАПОРНЫХ СТУПЕНЕЙ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ С БЛД И ЛД

Из информации в разделе 4 не следует, что максимальный КПД низконапорных ступеней нового поколения не может быть еще увеличен при использовании лопаточных диффузоров. Экспериментальная проверка была произведена путем перепрофилирования ступени 048/2 с целью установки лопаточного диффузора.

В соответствии с общепринятой практикой был применен лопаточный диффузор с постоянной по радиусу шириной, которая была несколько больше высоты лопаток РК на выходе. У исходной ступени 048/2 БЛД имел постоянную ширину в основной части, меньшую, чем высота лопаток РК на выходе. Соответственно, начальный участок БЛД был суженным.

Обратно-направляющий аппарат ступени с ЛД так же был изменен с учетом того, что скорость потока на его входе меньше, а угол больше, чем при предшествующем безлопаточном диффузоре.

Для того, чтобы на результат сопоставления не повлиял выбор числа лопаток ЛД (рекомендации по оптимальной густоте решеток ЛД достаточно расплывчаты), ступень испытывалась с тремя диффузорами, отличающимися числом лопаток: $Z_{\text{ЛД}} = 17, 13, 7$, что соответствовало густоте решеток $L/t_{\text{ср}} = 1.76, 1.34, 0.72$ [1].

Газодинамические характеристики ступени 048/2 с БЛД и с тремя разными ЛД при условном числе Маха равном 0.6 представлены на рис.6 (результаты при $M_u = 0.7$ и 0.8 аналогичны).

Как указывалось выше, роль диффузора в ступени с низконапорными РК уменьшается. Тем не менее, авторы ожидали некоторого повышения КПД за счет применения лопаточного диффузора, обеспечивающего более низкую кинетическую энергию на входе в ОНА и снижение потерь в этом элементе. Как ни парадоксально, максимальный КПД вариантов ступени с БЛД и лучшего варианта с ЛД оказался одинаков. Среди ступеней с ЛД максимальный КПД получен при $Z_{\text{ЛД}} = 7$. Оптимальное число лопаток ЛД в данном случае соответствует величине $L/t_{\text{ср}} = 0.72$ ($L/t_{\text{ср}}_{\text{опт}} = 1.8 - 2.2$ по рекомендациям [1]).

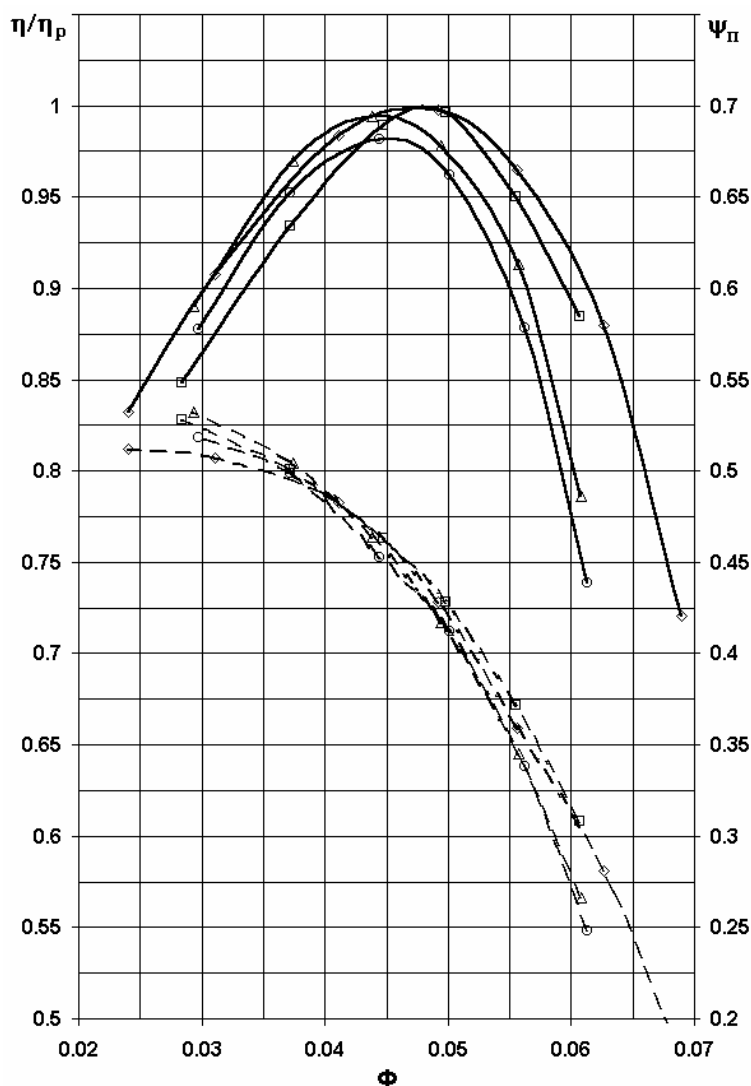


Рисунок 6 - Газодинамические характеристики ступеней

◊ – БЛД; □ – ЛД ($Z=7$); Δ – ЛД ($Z=13$); ○ – ЛД ($Z=17$).
 η/η_p – сплошная линия; ψ_n – пунктир

Результаты поэлементных измерений мало проясняют картину (рис.7-а, б, в).

КПД безлопаточного диффузора меньше, чем у ЛД с разным числом лопаток, а замедление потока, как и полагается, более существенное в ЛД. В пренебрежении сжимаемостью и потерями трения замедление в БЛД обратно пропорционально отношению радиусов конца и начала диффузора, т. е. в данном случае было бы равно

0.73, вне зависимости от режима работы. Приведенные данные измерений отражают реальный характер течения в БЛД и условий измерения давления в неравномерном и нестационарном потоке за РК. Замедление в ЛД существенно меняется в зависимости от расхода, так как оно определяется в большей степени поворотом потока на входе на лопатки при положительных и отрицательных углах атаки.

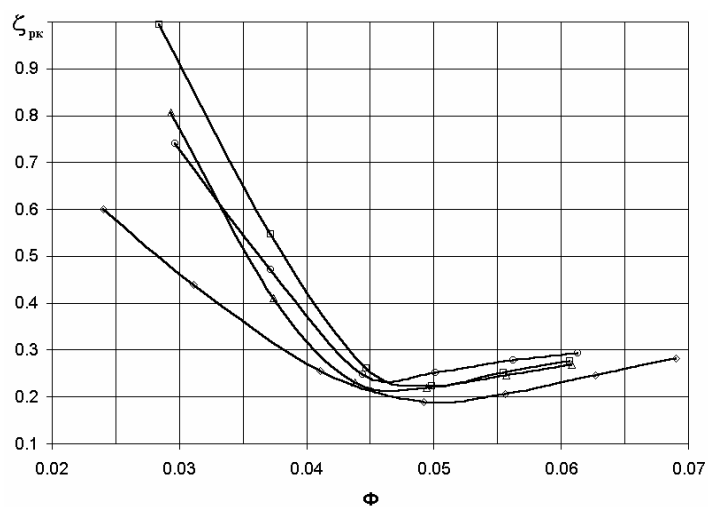


Рисунок 7а - Коэффициент потерь РК
 \diamond – БЛД; \square – ЛД (Z=7); \triangle – ЛД (Z=13); \circ – ЛД (Z=17)

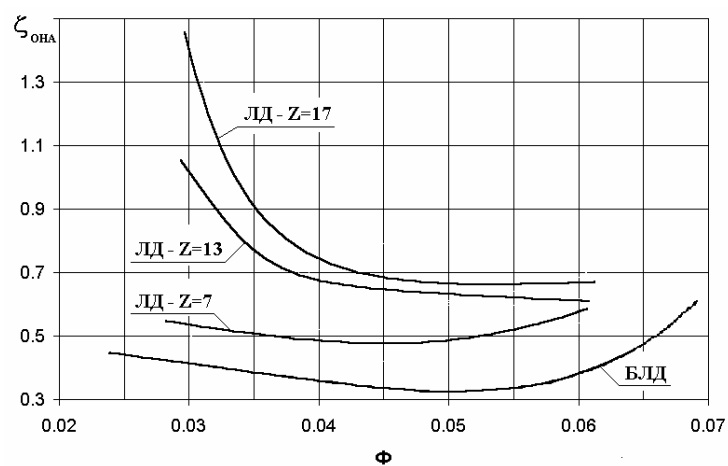


Рисунок 7б - Коэффициент потерь ОНА

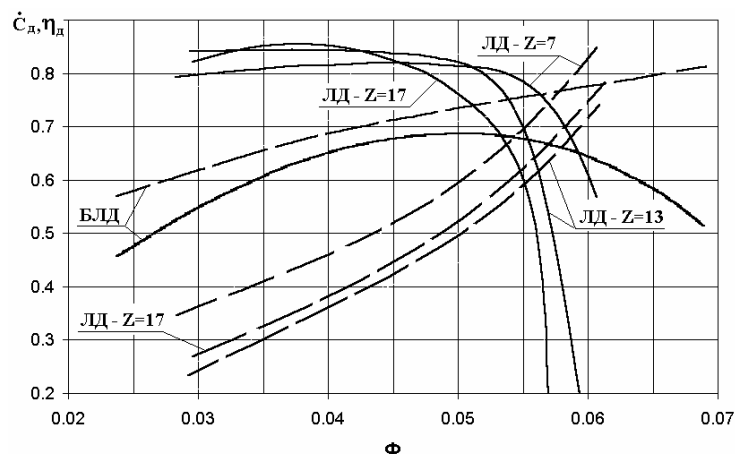


Рисунок 7в - КПД диффузора (сплошная линия) и замедление в нём c_2/c_1 (пунктир)

Несмотря на более сильное замедление потока в ЛД, роста КПД и снижения потерь в ОНА не происходит. Коэффициенты потерь этого элемента растут с ростом замедления потока в диффузоре, в результате чего роста КПД ступени нет.

6. СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЫСОКОНАПОРНЫХ СТУПЕНЕЙ С БЛД И ЛД

Экспериментальное исследование влияния типа диффузора на характеристики ступени было проведено на модельной ступени типа K101-1 с высоконапорным рабочим колесом, имевшим $\psi_r = c_{u2}/u_2 = 0.70$.

Ширина двух вариантов лопаточного диффузора с $Z_{ЛД} = 16$ и $Z_{ЛД} = 8$ была постоянна по радиусу и несколько больше высоты лопаток РК на выходе. У варианта ступени с БЛД, ширина которого меньше, чем высота лопаток колеса на выходе, начальный участок диффузора выполнен сужающимся. В отличие от ступени типа 048, размеры ОНА были одинаковыми у вариантов с ЛД и БЛД и соответствовали параметрам потока после ЛД.

Число лопаток $Z_{ЛД} = 8$ и $Z_{ЛД} = 16$ соответствовало густоте лопаточной решётки $L/t_{ср} = 1.11$ и 2.23 соответственно.

Газодинамические характеристики ступени K101-1 с БЛД и двумя вариантами исполнения лопаточного диффузора при условном числе Маха $M_u \approx 0.85$, близком к расчётному значению, представлены на рис.8. За масштаб КПД принято его максимальное значение у варианта ступени с $Z_{ЛД} = 16$.

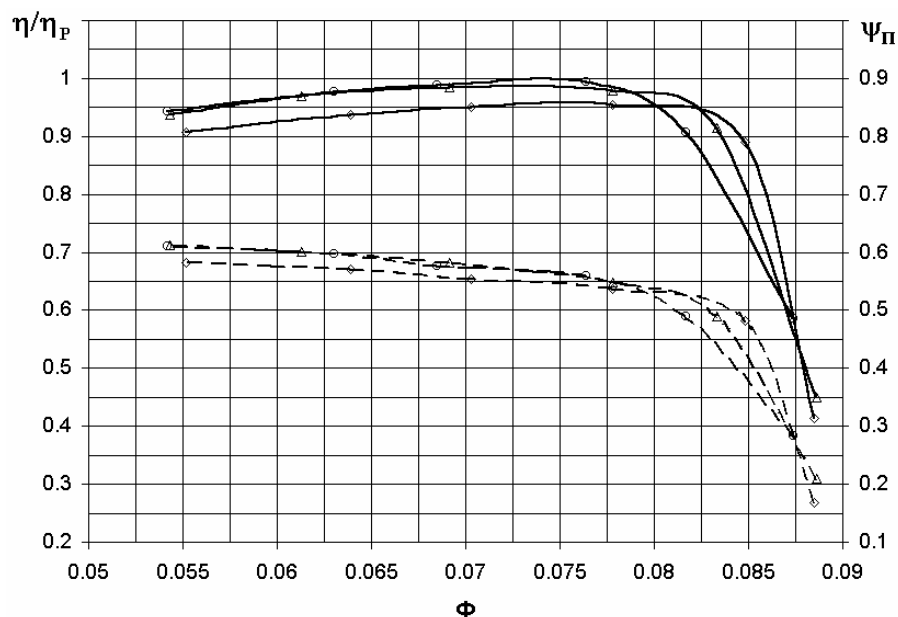


Рисунок 8. Газодинамические характеристики ступеней:

◇ – БЛД; Δ – ЛД ($Z=8$); ○ – ЛД ($Z=16$).

η/η_p – сплошная линия; Ψ_n – пунктир

В случае высоконапорной ступени преимущества лопаточного диффузора над безлопаточным очевидны. На оптимальном режиме КПД проточной части с лопаточным диффузором примерно на 3% выше, чем с БЛД, причём ступень с $Z_{\text{ЛД}} = 16$ немного эффективнее ступени с $Z_{\text{ЛД}} = 8$. Данная закономерность проявляется не только на оптимальном расходе, но и на всех остальных режимах работы, кроме зоны больших расходов с $\Phi > 0.08$ для ЛД с числом лопаток $Z_{\text{ЛД}} = 16$ и $\Phi > 0.0825$ для ЛД с $Z_{\text{ЛД}} = 8$.

Отмеченное сужение зоны эффективной работы при переходе от БЛД к ЛД незначительно и наблюдается только в области высоких расходов, не имеющих большого практического значения. Важно, что граница помпажа ступени при переходе от безлопаточного к лопаточному диффузору остаётся неизменной. Эксперимент с высоконапорной модельной ступенью подтвердил соображения о рациональном типе диффузора для высоконапорных СПЧ, сделанные выше в разделе 1.

Анализ эффективности отдельных элементов проточной части (рис.9-а, б) показывает, что в области малых расходов более эффективен лопаточный диффузор, на большом расходе преимущество имеет БЛД, хотя эти различия не очень существенны. Из-за более узкой зоны работы высоконапорного рабочего колеса К101-1 (в сравнении с ранее рассмотренным низконапорным РК 048/2) условия обтекания лопаточного диффузора не сильно отличаются от оптимальных во всей зоне работы. Диапазон изменения угла атаки при обтекании лопаток ЛД в данном случае значительно меньше, поэтому обтекание ЛД не сопровождается резким ростом потерь при удалении от расчётной точки.

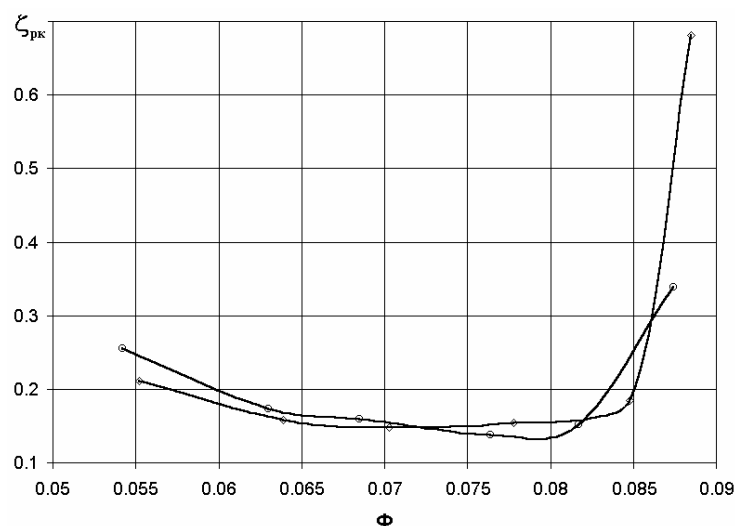


Рисунок 9а - Коэффициент потерь РК: \diamond - БЛД; \circ - ЛД ($Z=16$)

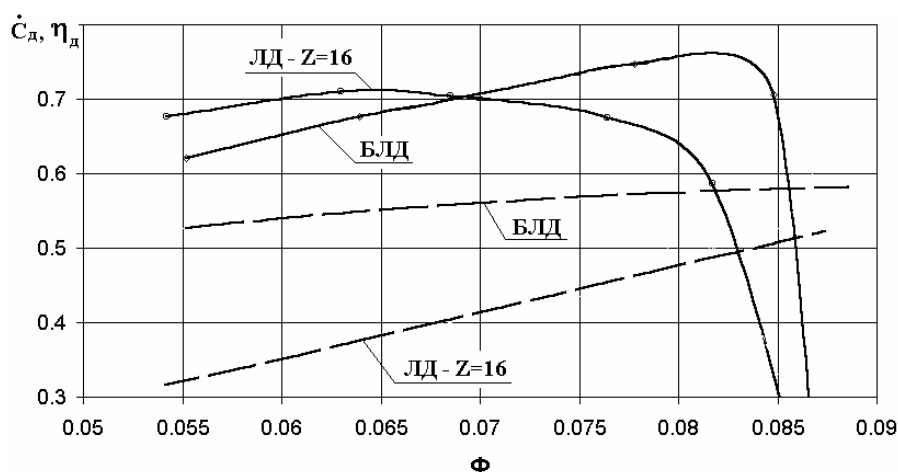


Рисунок 9б - КПД диффузора (сплошная линия) и замедление в нём (пунктир)

Значительно отличается замедление потока в БЛД и ЛД, особенно при малом расходе. Существенно меньшая скорость потока на выходе из лопаточного диффузора в сравнении с БЛД и благоприятное направление потока на выходе независимо от режима работы, делают более эффективной работу обратно-направляющего аппарата ступени с лопаточным диффузором.

7. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1. Применение Метода универсального моделирования позволяет проектировать ступени разных параметров с ЛД и БЛД, имеющие высокие газодинамические характеристики;
2. У ступеней с низконапорными РК при $\psi_T = c_{u2}/u_2 \leq 0.5 - 0.55$ применение БЛД не является препятствием для получения максимального КПД, не уступающего КПД ступеней с ЛД, даже при малых радиальных размерах проточной части. Преимущества ступеней с БЛД в «запасе по помпажу» делает их использование в низконапорных ЦБН и СПЧ предпочтительным.

3. У ступеней с высоконапорными РК при $\psi_T = c_{u2}/u_2 \geq 0.65 - 0.75$ применение БЛД препятствует получению максимального КПД, не обеспечивая преимуществ в зоне работы. Преимущества ступеней с ЛД в максимальном КПД делает их использование в высоконапорных ЦБН и СПЧ предпочтительным, так как не ведет к практически значимому сужению зоны работы. Сравнение характеристик ступени с разным числом лопаток ЛД подтвердило правильность рекомендуемых значений оптимальной густоты решеток [1], однако, в случае необходимости, могут применяться и значительно более редкие решетки ($L/t_{cp} = 1.0$), без заметного отрицательного влияния на эффективность ступени.

4. Применение низконапорных ступеней с ЛД с целью повышения КПД может быть целесообразным для концевых ступеней, коэффициент потерь в выходном устройстве которых больше, чем в ОНА (сужение зоны работы неизбежно). В данном случае целесообразно применение решеток с малой густотой $L/t_{cp} \approx 0.70$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. - 3-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. - 351 с.
2. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982. - 271 с.
3. Васильев Ю.С., Родионов П.И., Соколовский М.И. Высокоэффективные центробежные компрессоры нового поколения. Научные основы расчета, разработка методов оптимального проектирования и освоение производства. "Промышленность России", №10-11 (42-43), октябрь-ноябрь 2000 г., М. - С. 78-85.
4. Труды научной школы компрессоростроения СПбГТУ. Сборник реферативных статей. Под редакцией Ю.Б. Галеркина. Изд-во ЦКТИ, СПб, 2000. - 447 с.
5. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, К.А. Данилов. Анализ особенностей и оптимизация проточной части центробежных компрессоров природного газа. Компрессорная техника и пневматика, 2000. - М. - №3. - С.4-7.
6. Галеркин Ю.Б., Митрофанов В.П. Применение современных методов оптимального проектирования при разработке нового поколения модельных ступеней ЦК. Химическое и нефтяное машиностроение, 1995. - № 11
7. Galerkin Y., Danilov K., Popova E. Design philosophy for industrial centrifugal compressors//IMechE Conference transactions "Compressors and their systems". - London: City University, UK. 1999. - P. 465-477
8. Y.Galerkin, A.Prokofiev, K.Danilov and E.Popova. Q3D approach of the Universal Modelling: new possibilities of centrifugal impellers' optimisation. London: City University, UK. -2003. p. ...
9. Соколовский М.И., Варин В.В., Глушков Б.К., Кислицын Г.Ф., Мельничук В.Г., Макаревич Ю.Л. Результаты проектно-конструкторских разработок, производства и поставок оборудования ОАО НПО «Искра» в обеспечение программы «Урал-газпром». – Труды пятого международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования – 1999». 19 – 21 мая 1999 г. С. 45 – 51.
10. Бакаев Б.В., Васильев А.В., Гонтарь Ю.С., Денисенко В.В., Евланников В.Л., Калинин Н.А., Новак В.В., Петров П.С., Твердохлебов В.И., Шайдак Ю.П. Перспективные разработки ОАО «Компрессорный комплекс» для предприятий ОАО «Газпром». – Труды пятого международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования – 1999». 19 – 21 мая. -1999. - С. 110 – 114.
11. Галёркин Ю.Б, Прокофьев А.Ю. Анализ двух способов осреднения параметров потока в контрольных сечениях ступени. XXIX неделя науки СПбГТУ. 27 ноября – 2 декабря 2000 г. Изд-во СПбГТУ, 2001. - С. 51 – 52.

ПОВЫШЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ КОМПРЕССОРОВ ВПРЫСКОМ ВОДЫ В ПРОТОЧНУЮ ЧАСТЬ

**Андреев К.Д.; Беркович А.Л.; Полищук В.Г., канд.техн.наук;
Рассохин В. А., д-р техн. наук**
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

В статье сообщается об основных результатах исследований СПбГПУ по улучшению характеристик работы компрессоров впрыском воды в проточную часть. Результаты экспериментальных и расчетных исследований свидетельствуют о высокой эффективности впрыска.

В настоящее время имеются многочисленные примеры успешного применения впрыска воды в компрессора для роста их кпд и производительности. Вместе с тем опыт работы компрессоров свидетельствует, что положительные результаты могут быть достигнуты только при определенных условиях его внедрения. Если эти условия не выполняются, то возможно появление следующих отрицательных факторов от впрыска:

- эффективность применения впрыска может быть не высока или даже отрицательна,
- возможна эрозия или недопустимая вибрация лопаток компрессора,
- задевание лопаток о корпус,
- чрезмерное усложнение устройств для впрыска воды или неправильная их организация.

Кафедра турбинных двигателей и установок СПбГПУ располагает расчетным и экспериментальным опытом использования впрыска воды в осевые и центробежные компрессора для улучшения характеристик их работы. Он включает в себя как экспериментальные и опытно - промышленные работы на натурных агрегатах, так и разработку программ и проведение по ним расчетов процессов движения и испарения воды в проточной части компрессоров, параметров отдельных ступеней и всего компрессора в целом.

По осевым компрессорам опыт работы с впрыском воды в проточную часть получен на компрессорном стенде НПО ЦКТИ для модели компрессора ГТЭ-150 [1], на компрессорах газотурбинных установок ГТЭ-25 ТМЗ и ГТТ-3 Новгородского и Невинномысского ПО "Азот" [2]. Конструкции устройств, применявшихся в исследованиях, были выполнены в виде:

- насадков, расположенных в корпусе компрессора, «заподлицо» с поверхностью корпуса. Насадки располагались как перед лопаточным аппаратом компрессора, так и в середине его. Из насадков вытекают струи воды, проникающие от корпуса компрессора внутрь потока воздуха на заданную глубину.
- Отверстий в полых стойках переднего подшипника компрессора или в, прикрепленных к ним трубках.

В опытах на стенде НПО ЦКТИ весьма подробно, исследовались и газодинамические и вибрационные характеристики работы ступеней компрессора. Был отмечен значительный рост степени повышения давления компрессора и устойчивости его работы - изодромы компрессора существенно смещались в вверх и вправо на характеристике его работы (рис.1). Ухудшения вибрационных характеристик ступеней не наблюдалось, несмотря на значительное количество впрыскиваемой воды (до 3% от расхода воздуха).

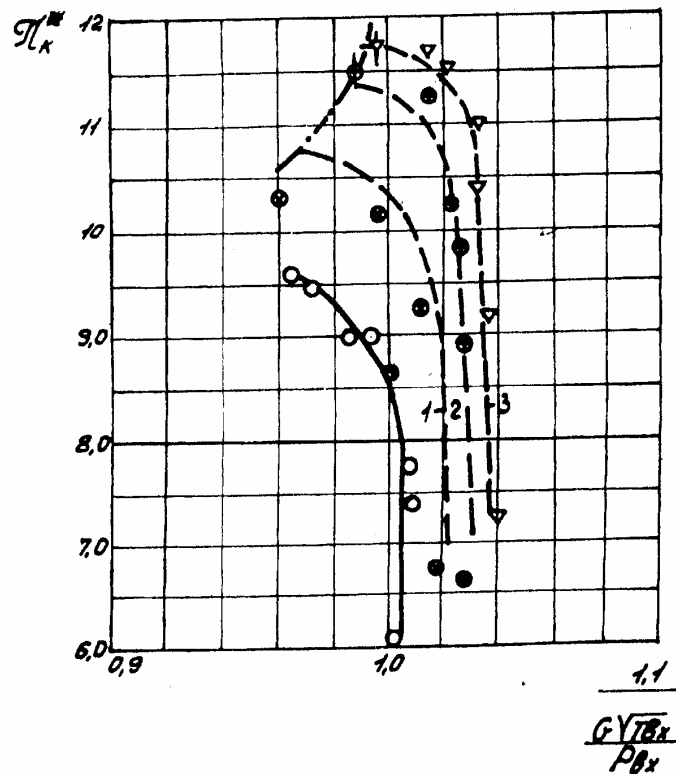


Рисунок 1 - Характеристики работы модели компрессора ГТЭ-150 при впрыске воды в 9 венеч.

--- расчетные кривые с впрыском воды,

1,2,3 - $G_{впр} = 1\%, 2\%, 3\%$.

-.-.- границы помпажа, определенные по коэффициенту расхода последней ступени.

Результаты опытов

Без помпажа	При помпаже	$G_{впр}, \%$
○	○	0
⊗	⊗	1
⊕	⊕	2
▽	▽	3

Испарительное охлаждение воздуха также существенно увеличивает кпд компрессора (рис.2). Каждый процент впрыскиваемой воды в компрессор, работающий на номинальной нагрузке, увеличивает его кпд на 3...4 % относительных. Если же в процессе эксплуатации кпд компрессора оказался ниже расчетного, то впрыск воды восстанавливает его до расчетного значения и затем из-за испарительного охлаждения повышает его на указанную ранее величину. В данном случае восстановление кпд до расчетного значения происходит потому, что вследствие испарительного охлаждения воздуха кпд ступеней компрессора по их расходу – напорным характеристикам смещается в оптимальную по кпд область. Такое явление имело место в опытах на установке ГТУ – 25у ТМЗ на частичных режимах нагрузки (рис.2).

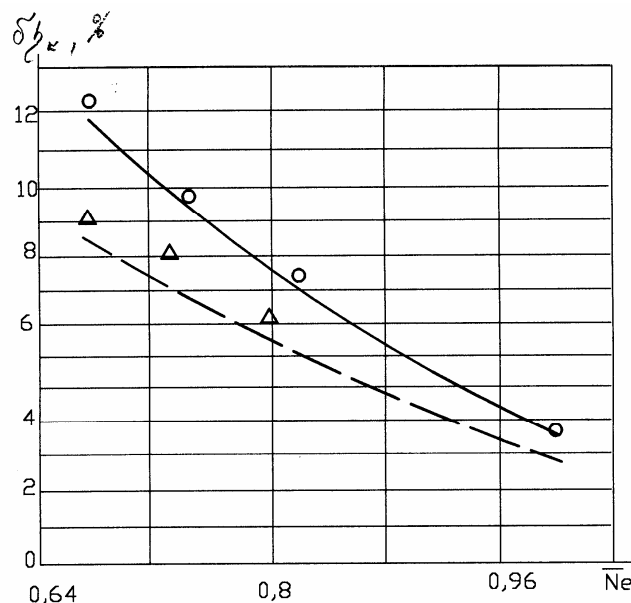


Рисунок 2 - Относительное увеличение кпд компрессора ГТУ при впрыске различного количества воды в его проточную часть и различных нагрузках газотурбинной установки.

N_e – мощность ГТУ, отнесенная к номинальной мощности;

○ — результаты опытов и расчетов при впрыске воды в количестве 1,05% от массового расхода воздуха;

▽ — — — то же при впрыске 0,65% воды

Впрыск воды в компрессор был внедрен на 8 технологических газотурбинных установках ГТТ-3 Невинномысского ПО "Азот". Вследствие сравнительно малых степеней повышения давления влияние испарительного охлаждения впрыскиваемой воды было невелико - кпд и производительность возрастали на 1 - 2%. Однако, впрыск воды был очень полезен для очистки компрессора "на ходу" - при этом кпд и производительность увеличивались на 3 - 4% и существенно возрастала устойчивость его работы.

Успешное применение впрыска, без указанных выше возможных отрицательных моментов, требует разработки расчетных методов определения параметров работы компрессора с впрыском воды. Эти методы создавались одновременно с экспериментальными исследованиями. Разработанный комплекс программ позволяет рассчитывать:

- Процессы движения и испарения воды (капель, пленок, струй) в проточной части компрессора при различных ее расходах, размерах капель, месте и способе ввода воды и др.,
- Дополнительные потери энергии в компрессоре, возникающие в результате наличия влаги в проточной части: потери энергии из-за наличия пленки на поверхностях проточной части, потери торможения рабочих колес при сепарации на них капель, потери на разгон капель потоком воздуха, затрат энергии на сжатие паров испарившейся воды.
- Параметры работы отдельных ступеней и всего компрессора в целом с учетом испарения влаги, изменения коэффициентов расхода, напора, кпд и указанных выше дополнительных потерь,

- Эрозионное и вибрационное воздействие воды на лопатки компрессора,

Для определения характеристик работы компрессора осуществлялся, по существу, поступенчатый расчет компрессора, выполняемый по заданным характеристикам ступеней. В расчете учитывались изменения коэффициентов расхода ступеней из-за водоиспарительного охлаждения, коэффициентов напора, кпд, и устойчивости работы ступеней, количество испарившейся влаги и дополнительные потери от влажности. Далее программы позволяли определять общие параметры работы компрессора в целом.

Результаты расчетов по разработанным программам достаточно хорошо согласуются с результатами экспериментов. Это подтверждается как материалами, приведенными на рис.1 и 2, так и сопоставление результатов расчета и экспериментов для компрессоров низкого и высокого давлений ГТУ-20 Кировского завода и ДВ-90 НПО «Машпроект».

На рис.3 в качестве примера показаны результаты расчетов для компрессора мощной перспективной энергетической ГТУ со степенью повышения давления 27. Для представления об интенсивности испарения воды в лопаточном аппарате компрессора на рис.3а приведены результаты расчетов для случая впрыска 2% воды от весового расхода воздуха. Расчеты произведены для номинального режима работы компрессора и впрыске воды в различные ступени. Характерно, что вся впрыскиваемая вода полностью испаряется в пределах лопаточного аппарата компрессора. Значения положительных и отрицательных факторов воздействия впрыска на параметры компрессора перспективной ГТУ показаны на рис.3б. Здесь результаты расчетов приведены для случая впрыска воды перед лопатками компрессора. Важно отметить, что в целом результат воздействия впрыска остается положительным – кпд компрессора возрастает на 4...6 %.

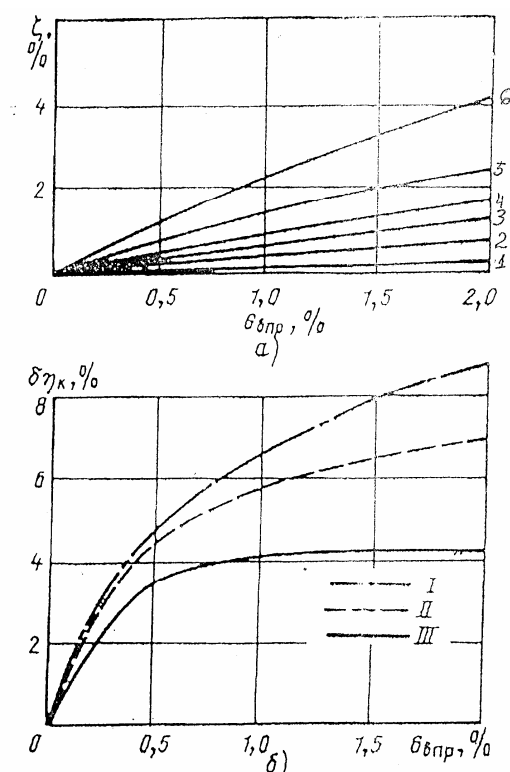


Рисунок 3 - Потери в компрессоре мощной ГТУ (а) и относительное увеличение адиабатного кпд компрессора (б) в зависимости от количества впрыскиваемой воды $G_{впр}$

1 – потери из-за наличия пленки на поверхностях проточной части, 2 – потери торможения рабочих колес при сепарации на них капель, 3 – потери на разгон капель потоком воздуха, 4 – сумма предыдущих потерь, 5 – потери из-за смещения коэффициентов расхода ступеней при впрыске от расчетного, 6 – суммарные потери (4+5).

I – КПД без потерь, но с учетом затрат энергии на сжатие паров испарившейся воды, II – с учетом потерь из-за смещения коэффициентов расхода ступеней, III – с учетом всех потерь

Влияние впрыска воды в компрессор технологических газотурбинных установок показано на примере ГТТ-12, работающей в цикле получения азотной кислоты

(рис.4). При высокой температуре наружного воздуха впрыск воды в количестве 0,6...0,8 % от его расхода уменьшает удельную работу сжатия воздуха на 2...2,6% относительных. Этот фактор для данного компрессора, имеющего свободную частоту вращения, увеличивает расхода воздуха через него в результате впрыска на 7...9 %. Соответственно увеличивается и выработка азотной кислоты. На рис.4 показаны и другие возможные изменения параметров работы ГТТ-12 с впрыском воды.

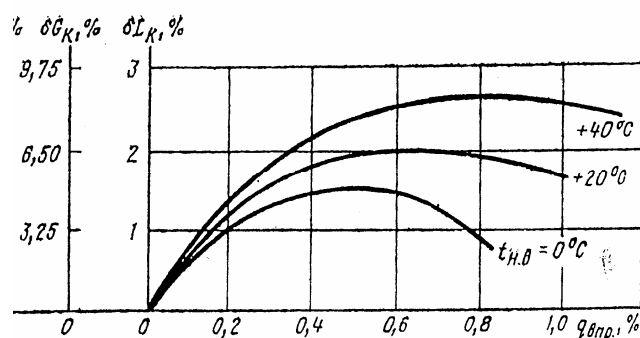


Рисунок 4 - Зависимость параметров установки ГТТ-12 от количества впрыскиваемой воды

ΔG_K – относительное увеличение расхода воздуха через компрессор, δL_K – относительное снижение удельной работы сжатия воздуха

Результаты аналогичных расчетов для других компрессоров показывают, что влияние впрыска на их параметры работы существенно зависят от типа компрессоров, производительности, уровня давлений и т. п. Происходящие в проточной части процессы движения и испарения воды и, соответственно, воздействие впрыска может в значительной мере отличаться для различных компрессоров. Все это требует в каждом случае индивидуального подхода для определения характеристик работы компрессоров с впрыском воды. С помощью указанных программ возможно определение оптимальных условий применения впрыска воды, при которых эффект от его внедрения наибольший, а опасность эрозии, избыточной вибрации лопаток, коробления корпуса компрессора и задевания рабочих лопаток о корпус отсутствуют. Программы расчетов дают возможность правильно выбрать место впрыска, расход воды, высоту смачиваемой части лопаток компрессора, способ ввода воды в проточную часть и, соответственно, конструкцию устройств для впрыска и др. Кроме того, данные программы позволяют рационально организовать промывку компрессора «на ходу» путем впрыска конденсата в каждую ступень (или группы ступеней).

Программы открывают путь для дальнейшего совершенствования системы впрыска воды в компрессор. Это достигается путем внедрения «рассосредоточенного» впрыска, то есть впрыска одновременно в несколько ступеней в соответствии с их возможностями испарения.

По центробежным компрессорам имеется опыт освоения и длительной эксплуатации с впрыском воды в проточную часть. Среди них отметим реализацию впрыска в компрессора К-1290 аммиачного производства ПО "Электрохимпром" г. Чирчик и ПО "Азот" г. Фергана, в нагнетатель К-540 производства азотной кислоты ПО "Азот" г. Невинномыска, в компрессор К-1700 Новолипецкого металлургического комбината.

Степень воздействия впрыска на параметры работы центробежных компрессоров во многом разная и зависит не только от его производительности, уровня давлений, температур воздуха, наличия промхолодильников и др., но и в значительной мере от места впрыска, качества работы промхолодильников и влагоулавливающих

устройств за ними. В качестве примера влияния впрыска воды на работу центробежного компрессора приведем результаты экспериментальных исследований на К-1700. На рис.5 показана зависимость производительности компрессора от места впрыска и расхода воды. При этом давление воздуха за компрессором поддерживалось постоянным. Как видно, впрыск воды в первую и вторую секции данного компрессора повышал его производительность до 8%, а в третью секцию и перед промхолодильниками - существенно меньше. Отметим, что эти испытания проводились на сравнительно чистом компрессоре, когда температуры воздуха за промхолодильниками не превышали 60 гр.С. Если же данные температуры будут возрастать, то эффективность впрыска значительно увеличится.

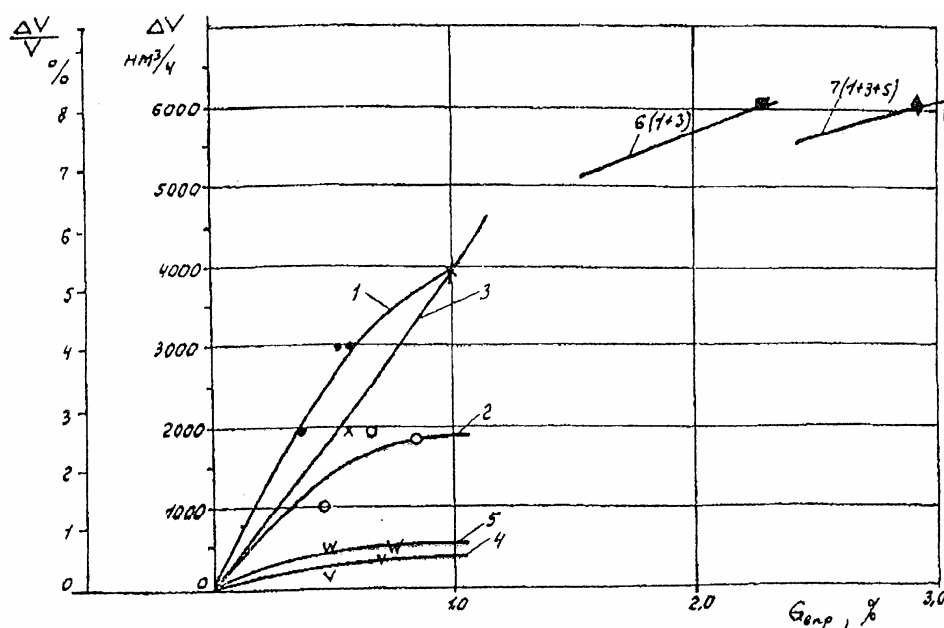


Рисунок 5 - Зависимость приращения объемной производительности ΔV компрессора К – 1700 от расхода впрыскиваемой воды $G_{впр}$ (в процентах от массового расхода воздуха)

1 – впрыск перед компрессором, 2 и 3 – впрыск перед и за первым промежуточным воздухоохладителем соответственно, 4 и 5 – впрыск перед и за вторым промежуточным воздухоохладителем соответственно, 6 – одновременный впрыск перед компрессором и за первым промежуточным воздухоохладителем, 7 – то же дополнительно с впрыском воды за вторым промежуточным воздухоохладителем, \circ , \bullet , x , v , w , \blacksquare , \blacklozenge - экспериментальные точки для кривых 1...7 соответственно.

Аналогичные результаты были получены и в работе компрессоров К-1290. Здесь был достигнут рост расхода воздуха до 5...6%. Компрессора работали непрерывно с впрыском воды в течение года, последующий осмотр проточной части не показал наличие следов эрозии и коррозии. Важно отметить, что в этих компрессорах впрыск существенно менял величину осевого усилия и, как следствие, температуру масла в упорных подшипниках. В процессе эксплуатации впрыск использовался таким образом, чтобы указанные температуры масла не превышали допустимые.

В процессе эксплуатации данных компрессоров нередки периоды их работы, когда из-за загрязнения промхолодильников температура воздуха за ними превышает расчетную температуру на 30...40 градусов. Это существенно уменьшает производительность и кпд компрессора – до 10% и 5% соответственно. По предварительным оценкам впрыск воды может полностью компенсировать отрицательное воздействие загрязнения промхолодильников. Количество впрыскиваемой воды при этом не превысит примерно 0,8 % от расхода воздуха.

Компрессор К-540 не имеет промхолодильников. В процессе эксплуатации его температура газов на входе была повышенной – до 70 гр.С. вместо 40 гр.С. по регламенту. Впрыск воды перед лопаточным аппаратом увеличил его производительность на 12%, при этом давление за компрессором поддерживалось постоянным.

Во всех указанных случаях для предотвращения появления отложений в проточной части компрессоров в качестве впрыскиваемой воды использовался конденсат или деминерализованная вода.

В связи с многообразием типов центробежных компрессоров и условий применения впрыска потребность в расчетных методах определения параметров из работы, по нашему мнению, превышает таковую для осевых компрессоров. В СПбГПУ разработан такой комплекс программ. По своим возможностям он аналогичен описанному выше комплексу программ для осевых компрессоров. Он включает в себя и программа расчетов параметров воздуха за промхолодильниками в случаях изменения расхода воздуха через него, температуры воздуха перед ними, орошения их поверхностей водой и конденсации паров воды из воздуха на поверхностях. Процессы, связанные с орошением поверхности промхолодильников водой, рассматривались с целью выявления возможности более глубокой интенсификации их работы. Указанный комплекс программ дает возможность найти оптимальные условия ввода воды в компрессор.

В СПбГПУ также имеется опыт интенсификации работы аппаратов воздушного охлаждения, служащих в качестве промхолодильников компрессоров и воздушных конденсаторов. Интенсификация производится путем орошения водой поверхностей теплообменников. Системы орошения позволяют экономно использовать воду: правильно распределять ее по различным зонам теплообменных поверхностей, избежать попадания воды на электропривод вентиляторов аппаратов и др. Эти системы были апробированы на ПО «Электрохимпром» г. Чирчик.

Помимо программ СПбГПУ располагает опытом организации устройств для впуска воды, проведения испытаний и методикой обработки результатов опытов. СПбГПУ может выполнить все проектные работы и в кооперации с другими предприятиями изготовить и поставить необходимое оборудование.

SUMMARY

The paper presents the results of the calculation and experimental researches of the positive influence of the water injection into the compressor setting. The results of the compressor efficiency and productivity growth according to the program complex developed by Saint Petersburg State Polytechnical University specialists are given in the paper.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Влияние впрыска воды на параметры работы компрессора. Беркович А.Л., Немировский В.И., Розеноер Е.Е. и др. Экологические проблемы в энергетике. Тр. ВНИПИЭнергопрома.-1990.-С.107 - 116.
2. Беркович А.Л. Влияние впрыска воды на параметры осевого компрессора. Системы централизованного теплоснабжения/ Труды ВНИПИЭнергопром, сб. научн. труд., 1986.- С. 125 - 138.
3. Беркович А.Л. "Параметры осевого компрессора с вводом воды в проточную часть", Изв. ВУЗ, Энергетика, 1995. - N 1.
4. Беркович А.Л., Розеноер Е.Е. Форсировка ГТУ впрыском воды в компрессор. Обзор, - М.: ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, Энергетическое машиностроение, 1989. -Серия 3. - Вып.4.- С.36.
5. Арсеньев Л.В., Беркович А.Л. Параметры газотурбинных установок с впрыском воды в компрессор. Теплоэнергетика, 1996. -№6. - С. 18-22.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КЛИНОВИДНОГО ДИФфуЗОРА

Пономарева С.В.; Письменный В.И.

*ГП Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс»
им. А.Г.Ивченко, г. Запорожье, Украина*

Одной из основных задач при проектировании центробежных компрессоров с относительно большой степенью повышения давления является разработка высокоэффективных околосвуковых и сверхзвуковых радиальных диффузоров, обеспечивающих значительное снижение скорости потока с минимальными потерями и широкий диапазон устойчивой работы компрессора. Лопаточный диффузор является ярким примером случая, когда рабочие характеристики элемента определяются влиянием большого числа параметров, и не всегда возможно достоверно установить какой из факторов стал определяющим в полученном результате. Если еще при этом учесть трудность выполнения точных измерений и высокую стоимость экспериментальной доводки – можно представить всю многогранность и сложность этой проблемы и желание как-то продвинуться в ее решении. Мы попытались путем последовательных расчетных и экспериментальных работ и их анализа улучшить характеристики компрессора, в частности повысить его коэффициент полезного действия. При этом изменениям подвергался только радиальный диффузор – другие элементы компрессора были неизменны.

Объектом исследования стал диффузор осецентрированного компрессора, состоящего из двух осевых и одной центробежной ступеней. Параметры измерялись только на входе и выходе из компрессора. Отметим, что первоначально диффузор, на основании рекомендаций ЦИАМ, был спроектирован двухрядным. Для сравнения с последующими экспериментальными данными и дальнейшего анализа результаты этого эксперимента примем за базовые. Так как потери в таком диффузоре оказались достаточно высокими и, как следствие, мы не достигли желаемого результата по КПД компрессора, была проведена большая исследовательская работа и выбран другой тип диффузора – однорядный с клиновидным профилем лопатки, как наиболее эффективный по достижению высокого КПД. Основные геометрические параметры этого диффузора представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Основные геометрические параметры диффузора с клиновидным профилем лопатки

Параметр	Единица измерения	Значение
R_1	мм	283.5
$\alpha_{1л}$	град	20.6
L	мм	219.3
R_2	мм	390.1
$\alpha_{2л}$	град	43.7
z	шт	31

Течение в клиновидном диффузоре от горла до выходных кромок рассматривалось как течение в отдельных каналах. При проектировании канала использовались расчеты течения идеального газа. Поверочные расчеты велись по программе расчета вязких трехмерных течений в многоступенчатых турбомашинах FlowER. Проведя расчет компрессора с полученной геометрией лопаточного

диффузора мы получили увеличение КПД в среднем на 0.5% по отношению к

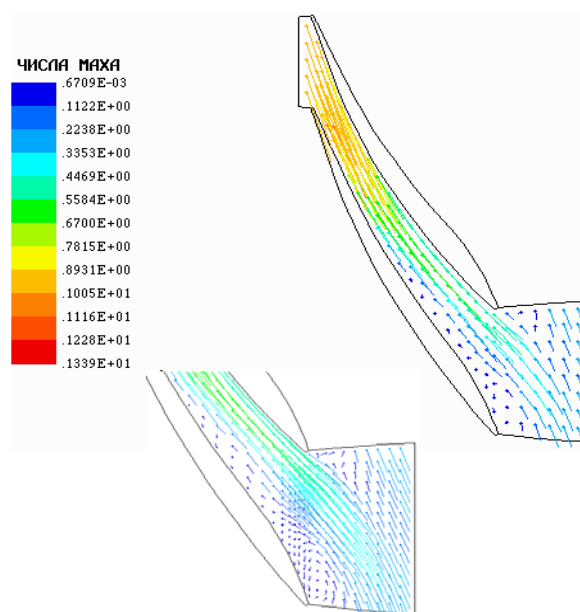


Рисунок 1 - Распределение чисел Маха в канале исходного диффузора с клиновидным профилем лопатки в плоскости вращения

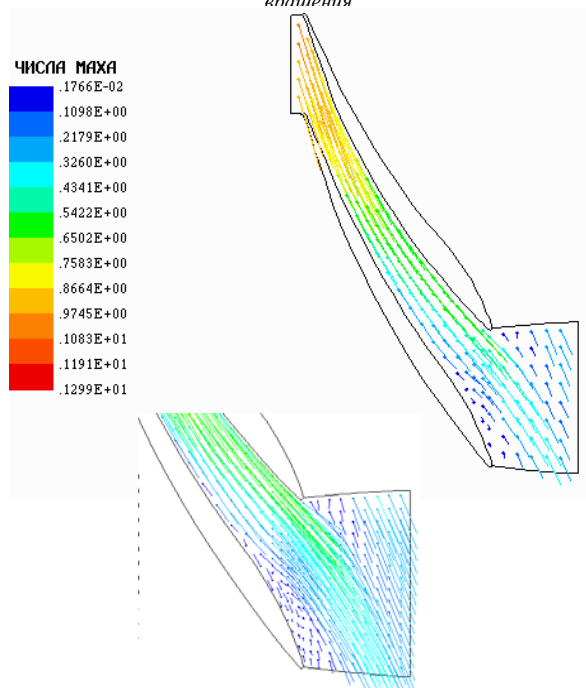


Рисунок 2 - Распределение чисел Маха в канале диффузора с повернутой лопаткой в плоскости вращения

базовому варианту. На рисунке 1 приведено распределение чисел Маха в канале диффузора в плоскости вращения, соответствующее среднему сечению по высоте лопатки. Компрессор с клиновидной лопаткой диффузора был испытан и результаты испытаний подтвердили расчетные данные - полученный максимальный приведенный расход через компрессор, определяемый запирающим горловины диффузора, менее требуемого. Учитывая это, а также анализируя характер течения в канале и углы натекания потока, лопатки диффузора были повернуты в сторону раскрытия на угол

$\Delta\alpha=0.8^\circ$. В результате расчета получили несколько лучшее распределение векторов скорости в канале диффузора (см. рис.1 и рис.2) – сократилась протяженность зоны отрыва с противотоком со стороны давления лопатки и она переместилась ближе к выходной части канала.

Следующим шагом по улучшению характеристик лопаточного диффузора и компрессора в целом явилось исследование течения в канале в меридиональной плоскости. Исходный диффузор имеет угол раскрытия в меридиональной плоскости $\gamma=3.5^\circ$ со стороны втулочной линии. Характер распределения изолиний чисел Маха представлен на рисунке 3. Ввиду наличия

срывной зоны в выходной части канала в привтулочной области венца, где имеется угол раскрытия, было проведено перепрофилирование меридионального контура лопаточного диффузора и начиная с диаметра горла радиальный диффузор

выполнен прямостеночным. Результаты проведенного расчета по программе FlowER показывают значительное уменьшение зоны отрыва потока со стороны втулочного контура меридионального профиля диффузора (см. рис.4).

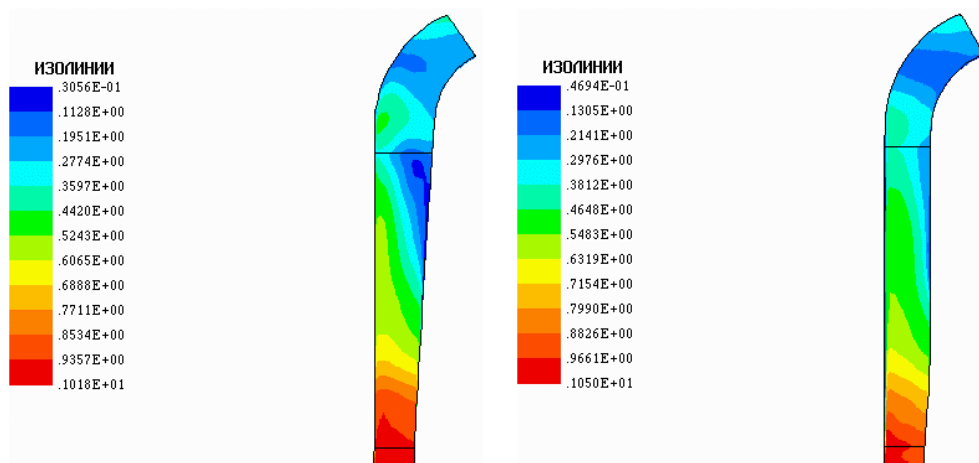


Рисунок 3 - Распределение чисел Маха в канале диффузора с клиновидным профилем лопатки с перепрофилированным меридиональным контуром

Рисунок 4 - Распределение чисел Маха в канале диффузора с клиновидным профилем лопатки с перепрофилированным меридиональным контуром

Поскольку все экспериментальные данные получены для одного и того же компрессора, то их можно представить на одном и том же графике в сравнительном плане. Анализ экспериментальных данных, представленных на рис.5, позволяет сделать вывод, что применение клиновидной формы профиля лопаток радиального диффузора с откорректированной диффузорностью канала и оптимизация его меридионального контура позволило улучшить характеристики исследуемого компрессора за счет снижения потерь в диффузоре.

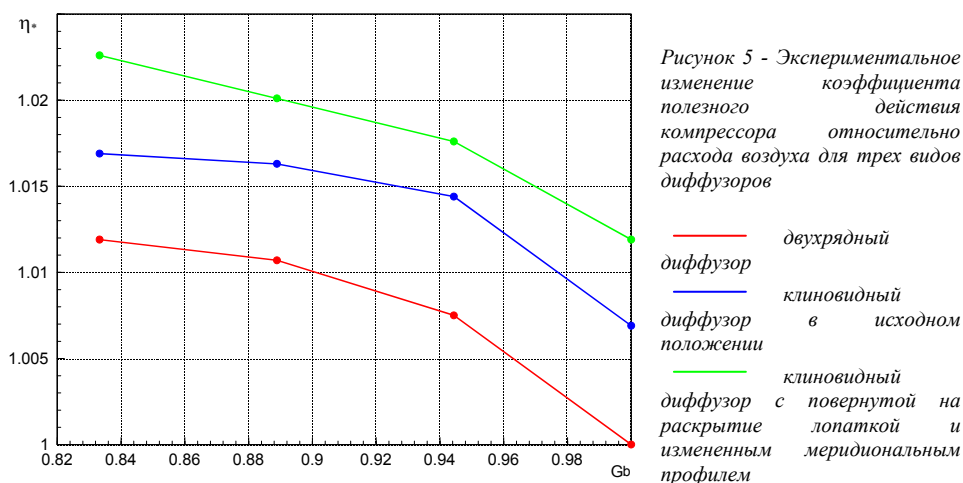


Рисунок 5 - Экспериментальное изменение коэффициента полезного действия компрессора относительно расхода воздуха для трех видов диффузоров

Представленный результат указывает на достаточно эффективный подход к проектированию венца, включающий многовариантные проекторочные расчеты по программе течения идеального газа и последующие поверочные расчеты с

использованием программы пространственного течения с учетом вязкости, а также соответствующий эксперимент по выбранному наиболее оптимальному варианту. Дальнейший совместный анализ расчетных и экспериментальных данных дает возможность достоверно оценить влияние исследуемого параметра и предпринять следующий шаг в сторону улучшения характеристик.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исследование радиальных диффузоров при околосвуковой скорости набегающего потока / С.М. Металликов, Ю.В. Бывшев, А.И. Горбунов, В.И. Гайгеров // Теплоэнергетика, 1973. - № 10.
2. Методика газодинамического расчета и профилирования высоконапорных ступеней центробежной ступени компрессора / В.И. Дмитриевский, Л.Л. Левашов, А.П. Черняк, М.Н. Этингер // ЦИАМ, 1977.

УДК 632.680

РЕЗУЛЬТАТЫ АПРОБАЦИИ МЕТОДА РАСЧЕТА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

*Сальников С.Ю., канд. техн. наук, научн. сотрудник
ООО «ВНИИГАЗ», Московская обл., г. Видное, Россия*

Разработан метод расчета газодинамических характеристик центробежных компрессоров, основанный на математическом моделировании пространственного течения невязкого сжимаемого газа в их проточной части [1]. Математическая модель базируется на известных и проверенных методах расчета течения в элементах проточной части центробежного компрессора: неосесимметричные элементы (всасывающий патрубок, выходной патрубок и т.п.) рассчитываются по средним параметрам (одномерный расчет); осесимметричные патрубки (входное устройство, безлопаточный диффузор и т.п.) – с помощью уравнений Эйлера для произвольного осесимметричного канала; осесимметричные лопаточные аппараты (рабочее колесо, в перспективе – лопаточный диффузор и обратный направляющий аппарат) рассчитываются с применением квазитрехмерного расчета как результата решения двух предельных двумерных задач – расчета осесимметричного потока и течения на осесимметричной поверхности тока. Обе предельные задачи решаются методом квазиортогоналей на полуфиксированной сетке. Разработанный метод позволяет с минимальным количеством исходных данных по геометрическим размерам произвольного компрессора, составу перекачиваемого газа (показателю изоэнтропии k , коэффициенту сжимаемости Z , газовой постоянной R , динамической вязкости μ), термодинамическим условиям на входе (температуре T_n и давлению P_n) и режимным параметрам (объемному Q или массовому G расходу и частоте вращения n) получить расчетные характеристики с нахождением границ устойчивой работы. Граница помпажа определяется как неустойчивый режим работы центробежного компрессора, связанный с появлением локальной зоны возвратного течения, возникающей на стороне давления рабочей лопатки вследствие вихревого характера течения газа во вращающейся радиальной лопаточной решетке [2]. Граница запираания оценивается по условию возникновения сверхзвукового течения в каком-либо сечении рабочего колеса. Метод реализован в виде трех программных комплексов, написанных на алгоритмическом языке FORTRAN: Q-3-DIM для расчета одноступенчатых центробежных компрессоров с цилиндрическими рабочими колесами и безлопаточными диффузорами; TWOSTAGS – для двухступенчатых конструкций с

двумерными рабочими колесами и безлопаточными диффузорами; AXI-RAD – для компрессоров с осерадиальными рабочими колесами и лопаточными диффузорами.

При выполнении практических расчетов приняты следующие допущения.

1. Массовый расход во всей проточной части центробежного компрессора постоянен.

2. Перестройка течения при обтекании всасывающей и напорной кромок происходит не в косых срезах на входе и выходе решеток, а скачкообразно в сечениях, соответствующих входу и выходу в рабочее колесо.

3. Потери в элементах проточной части компрессора учитываются только энергетическим способом при расчете термодинамических параметров.

4. Вторичные течения в лопаточных решетках не рассматриваются.

С применением разработанного метода, реализованного в виде программного комплекса Q-3-DIM, получены расчетные газодинамические характеристики одноступенчатых центробежных компрессоров природного газа производства ОАО «Турбомоторный завод», г. Екатеринбург, оснащенных безлопаточными диффузорами. Первый – типа Н-6-56 с номинальными параметрами: внутренняя мощность $N_i=6$ МВт при давлении на выходе $P_k=56$ кг/см², частота вращения ротора $n_{ном}=6200$ об/мин, отношение давлений (степень сжатия) в расчетной точке $\square=1,23$ при значении объемного расхода по параметрам всаса $Q=314$ м³/мин; второй – типа Н-16-76 с номинальными параметрами: $N_i=16$ МВт при $P_k=76$ кг/см², $n_{ном}=6380$ об/мин, $\square=1,37$ при $Q=464$ м³/мин.

Лопатки рабочих колес – цилиндрические, т.е. их образующие направлены параллельно оси Z вращения ротора. Для таких колес достаточно указать координаты профиля в плоскости, перпендикулярной оси Z .

На рисунке. 1а и 2а представлены экспериментальные (жирные линии) и расчетные (тонкие линии, точки) газодинамические характеристики компрессоров природного газа Н-6-56 и Н-16-76 в координатах объемный расход по условиям всаса Q – отношение давлений (степень сжатия) ε в диапазоне относительной частоты вращения ротора от 0,7 до 1,1 с шагом 0,1 (жирные линии). Расчетные режимы, помеченные символом \square , соответствуют величине относительной частоты вращения ротора $\bar{n} = \frac{n}{n_{ном}} = 1,1$, $\circ - \bar{n}=1,0$ (номинальное значение), $\times - \bar{n}=0,9$, $\diamond - \bar{n}=0,8$, $\Delta - \bar{n}=0,7$.

На поле характеристик нанесены две расчетные границы помпажа. Тонкая пунктирная линия представляет собой огибающую линию точек максимума кривых характеристик при различных частотах вращения ротора компрессоров. Тонкая штриховая линия является совокупностью точек характеристики, соответствующих режиму появления локальных зон возвратного течения в межлопаточных каналах рабочих колес компрессоров.

На рисунках 1б и 2б представлены экспериментальные (жирная линия) и расчетная (точки) характеристики этих же компрессоров в координатах объемный расход, приведенный к номинальной частоте вращения ротора, $Q_{пр}$ – политропический КПД $\eta_{пол}$.

Сравнение показывает удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных характеристик во всей рабочей области машин по объемному расходу и частоте вращения ротора. То, что все точки зависимостей $\eta_{пол}$ от $Q_{пр}$ (рисунки 1б и 2б) расчетных режимов для различных $\bar{n} = \frac{n}{n_{ном}}$ легли приблизительно

на одну кривую, говорит о подобии режимов.

Результаты расчета течения на осесимметричной поверхности тока [3] позволяют построить распределения относительных скоростей w на ограничивающих поверхностях межлопаточного канала и на среднерасходной линии. Эти графические зависимости дают возможность оценить качество профилирования лопаточных

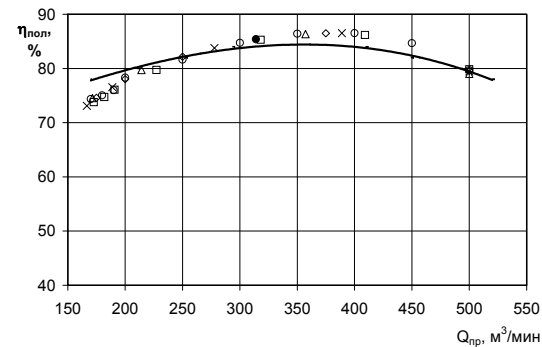
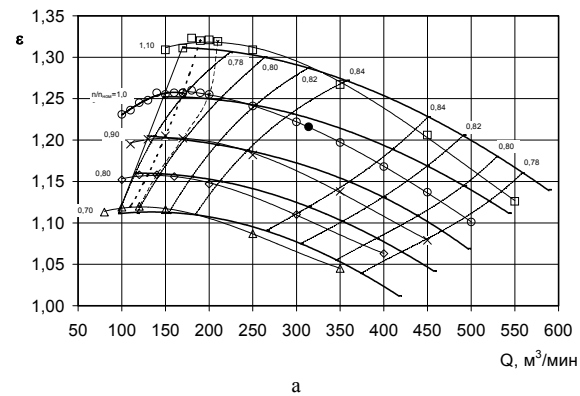


Рисунок 1- Газодинамические характеристики центробежного компрессора природного газа Н-6-56: а) поле характеристик в координатах $Q - \varepsilon$, б) в координатах $Q_{пр} - \eta_{пол}$.
 Расчетные величины: $T_H=305,2\text{ K}$, $R=51,7\text{ кг м/(кг К)}$, $Z=0,925$, $n_{ном}=6200\text{ об/мин}$, $k=1,312$

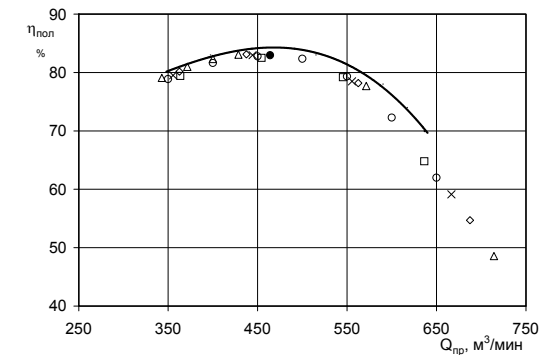
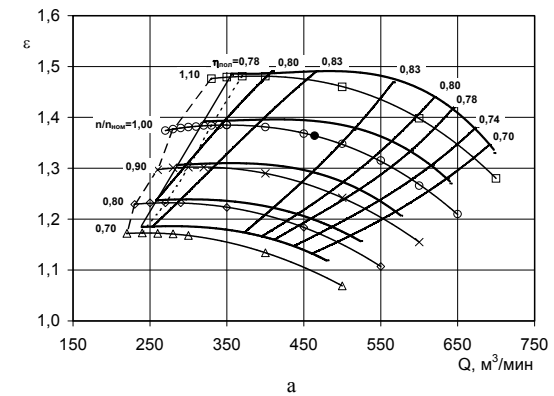


Рисунок 2- Газодинамические характеристики центробежного компрессора природного газа Н-16-76: а) поле характеристик в координатах $Q - \varepsilon$, б) в координатах $Q_{пр} - \eta_{пол}$.
 Расчетные величины: $T_H=288,0\text{ K}$, $R=51,7\text{ кг м/(кг К)}$, $Z=0,925$, $n_{ном}=6380\text{ об/мин}$, $k=1,312$

аппаратов рабочих колес центробежных компрессоров [4]. На рисунке 3 представлены расчетные распределения относительных скоростей на периферийном (самом нагруженном) сечении рабочих колес для центробежных компрессоров Н-6-56 (а) и Н-16-76 (б). Сравнение таких кривых для рассматриваемых компрессоров показывает, что распределение скоростей для компрессора Н-6-56 ближе к гидродинамически целесообразному, что и подтверждается его более высоким КПД по сравнению с Н-16-76-1,37

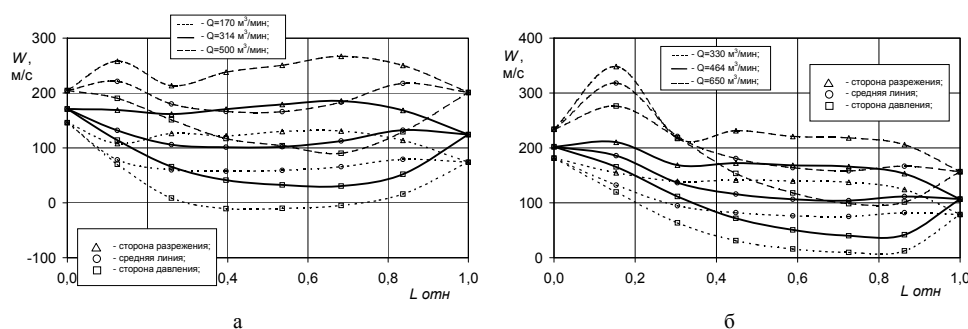


Рисунок 3 – Распределение относительных скоростей на периферийном сечении по длине межлопаточного канала рабочего колеса на различных режимах: а) Н-6-56, б) Н-16-76

С применением программного комплекса TWOSTAGS, являющегося программной реализацией предложенного метода в применении к расчету двухступенчатых конструкций центробежных компрессоров с двумерными рабочими колесами и безлопаточными диффузорами, получены расчетные газодинамические характеристики двухступенчатого центробежного компрессора природного газа производства ОАО НПО «Искра», г. Пермь.

При расчете двухступенчатых конструкций приняты дополнительные допущения, касающиеся характера течения газа на выходе из первой ступени:

- 1) закрутка на выходе ОНА отсутствует, т.е. поток имеет осевое направление;
- 2) параметры потока равномерно распределены по высоте осесимметричного входного устройства второй ступени.

Ступени выполнены с безлопаточными диффузорами, близки по размерам, имеют одинаковый внешний диаметр рабочего колеса и число лопаток. По сравнению с конструкцией ЦБК Н-6-56 и Н-16-76-1,37 ступени отличаются во-первых, большей величиной выходного угла $\beta_{\text{л2}}$ рабочих лопаток, во-вторых, S-образным профилем цилиндрических лопаток в радиальной плоскости. На рисунке 4 приведены экспериментальные (жирные линии) и расчетные (тонкие линии, точки) безразмерные газодинамические характеристики исследуемого компрессора.

На рисунке видно, что напорные характеристики проходят практически эквидистантно: расчетная линия ($\Phi-\psi_r$) почти совпадает по углу наклона с опытной, хотя и проходит выше последней. Совпадение расчетной и экспериментальной характеристик политропического КПД можно признать удовлетворительным.

Несоответствие расчетных значений коэффициента напора с экспериментальными данными можно объяснить неправомочностью выдвинутых посылок о равномерном распределении скоростей и отсутствии закрутки на входе во вторую ступень. Возможно, в реальной конструкции присутствует некоторая положительная закрутка на входе во II ступень, которая снижает напор последней при сохранении приемлемых значений КПД. В качестве границы помпажа выбран режим, соответствующий появлению локальной области возвратного течения на стороне давления рабочих лопаток ($\Phi=0,0332$).

На рисунке 5 приведены распределения относительных скоростей по длине межлопаточного канала на периферийном сечении рабочих колес I (а) и II (б)

ступеней рассматриваемого двухступенчатого компрессора. Сравнение этих кривых показывает, что с точки зрения гидродинамики ступени идентичны, и, по-видимому, II ступень получена методом моделирования I ступени.

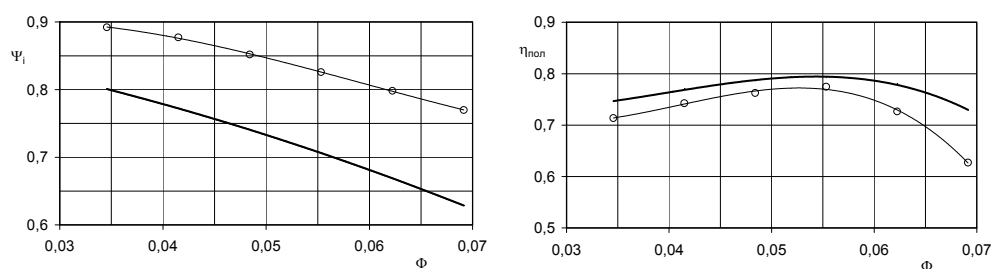


Рисунок 4 – Безразмерные газодинамические характеристики двухступенчатого компрессора. Экспериментальная – жирная линия, расчетная – тонкая линия, точки

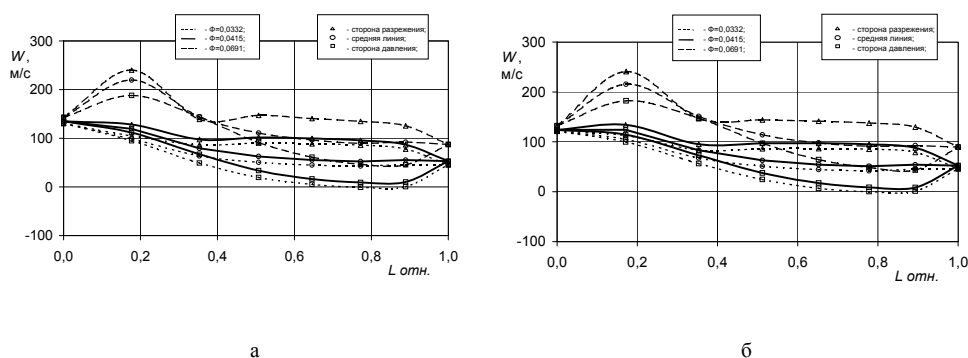
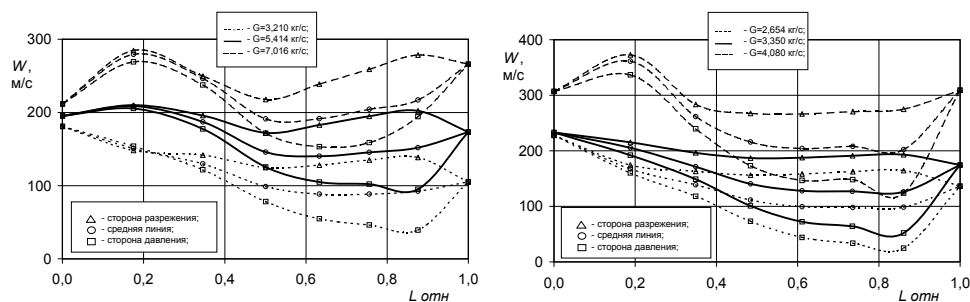


Рисунок 5 – Распределения относительных скоростей на периферийном сечении по длине межлопаточного канала I ступени (а) и II ступени (б) двухступенчатого компрессора

В рамках совместной работы со специалистами МГТУ им. Н.Э. Баумана разработанный метод, реализованный в виде программного комплекса AXI-RAD, был использован при проектировании центробежных каскадов низкого (КНД) и высокого (КВД) давления с осерадиальными пространственными рабочими колесами и лопаточными диффузорами транспортного газотурбинного двигателя разработки ФНПЦ ММП «Салют», г. Москва. Рассматриваемый метод применялся для окончательной доводки проточных частей каскадов и построения их газодинамических характеристик. Профилирование рабочих колес каскадов производилось из условия гидродинамически целесообразного распределения скоростей в их лопаточных аппаратах (см. рисунок 6).

В отличие от двумерной (цилиндрической) лопатки, форма трехмерной (пространственной) лопатки в общем случае может быть любой на каждой поверхности тока, но, как правило, ограничивается технологией ее изготовления. С учетом способа изготовления рабочих лопаток КНД и КВД фрезерованием пальцевой фрезой, углы рабочей лопатки в произвольной точке профиля β_L можно найти, зная распределение лопаточных углов $\beta_{Лпер}$ на периферийном сечении рабочего колеса. КНД рассчитан на стандартные условия на входе: давление $P_H=0,101325$ МПа и температура $T_H=293,15$ К. Номинальные параметры: отношение давлений $\pi_k^*=1,8$, массовый расход $G=5,43$ кг/с, частота вращения ротора $n_{ном}=12000$ об/мин. КВД

установлен по ходу газа за КНД, поэтому выходные параметры КНД являются входными параметрами КВД (давление $P_n=0,1824$ МПа и температура $T_n=355$ К.). Его номинальные параметры: $\pi_k^*=4,23$, $G=5,43$ кг/с, $n_{ном}=26000$ об/мин.



а б
Рисунок 6 – Распределение относительных скоростей на периферийном сечении по длине межлопаточного канала рабочего колеса КНД (а) и КВД (а) на номинальной частоте вращения ротора при различных режимах

На рисунках 7 и 8 изображены расчетные газодинамические характеристики КНД и КВД в координатах массовый расход G – отношение давлений (степень повышения давления) π_k^* , приведенные к стандартным условиям на входе ($P_n=0,101325$ МПа и температура $T_n=293,15$ К). На поле характеристик нанесены две расчетные границы помпажа, исходя из тех же соображений, что и для одноступенчатых компрессоров. Граница записания для каждого каскада определялась из условия достижения сверхзвукового режима течения в каком-либо расчетном сечении.

Для сравнительной оценки надежности и точности разработанного метода ниже приводятся результаты сопоставления расчетных газодинамических характеристик КНД и КВД, выполненных с использованием предложенного метода (программный комплекс AXI-RAD), и коммерческих пакетов программ расчета вязкого трехмерного течения в проточной части центробежных компрессоров. Это программные продукты FlowER и TASCflow, основанные на решении уравнений Навье-Стокса в форме Рейнольдса. В первом используется модель турбулентности Болдуина-Ломакса, во втором – k - ϵ -модель. На рисунке 9 представлены расчетные характеристики КНД при номинальной частоте вращения ротора 12000 об/мин, выполненные с помощью рассматриваемого метода (сплошные линии), на которые нанесены три режима (жирные точки), посчитанные с применением FlowER. Две левые точки легли достаточно близко к характеристике. Положение третьей точки, возможно, свидетельствует о расхождении в определении расчетной границы записания с помощью программного комплекса AXI-RAD и пакета FlowER. На расчетные характеристики КВД при номинальной частоте вращения ротора $n_{ном}=23400$ об/мин были также нанесены четыре расчетных режима, полученные с помощью пакета программ FlowER (рисунок 10). Газодинамические характеристики обозначены тонкими линиями, расчетные режимы – жирными точками. Совпадение режимов с расчетной характеристикой КВД можно признать вполне удовлетворительным, за исключением второй точки слева, соответствующей массовому расходу $G \approx 3,9$ кг/с. Вызывает также сомнение взаимное положение двух различающихся по π_k^* крайних правых точек расчетных режимов, соответствующих приблизительно одной и той же величине расхода $G \approx 3,95$ кг/с.

Рисунок 11 иллюстрирует сопоставление расчетных характеристик рабочего колеса КНД, выполненных с применением разработанного метода (сплошные линии), и четырех режимов (жирные точки), посчитанных с помощью TASCflow.

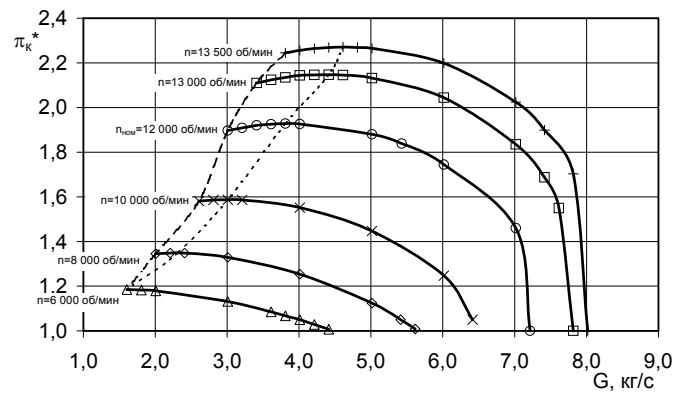


Рисунок 7 – Расчетная газодинамическая характеристика КНД, значения расчетных величин: $T_u=293,15K$, $P_u=0,101325$ МПа

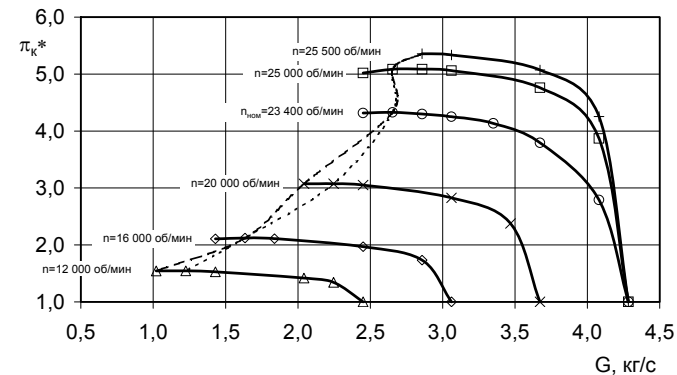
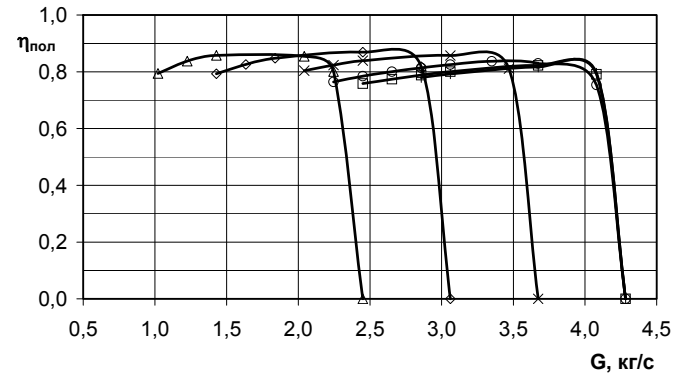
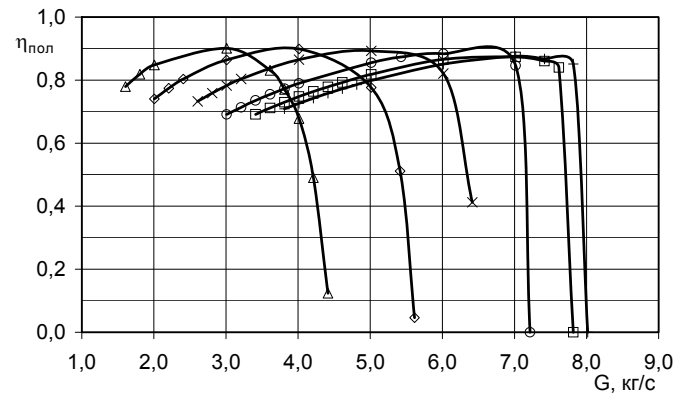


Рисунок 8 – Расчетная газодинамическая характеристика КВД, значения расчетных величин: $T_u=293,15K$, $P_u=0,101325$ МПа



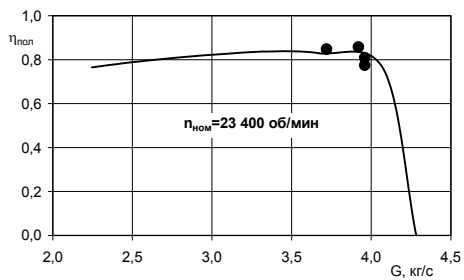
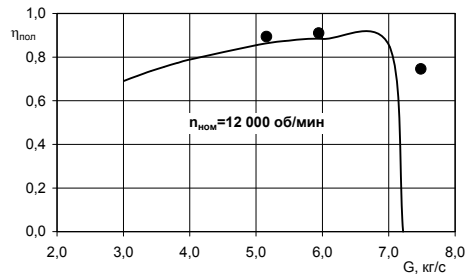
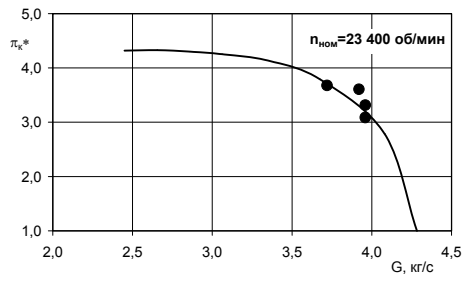
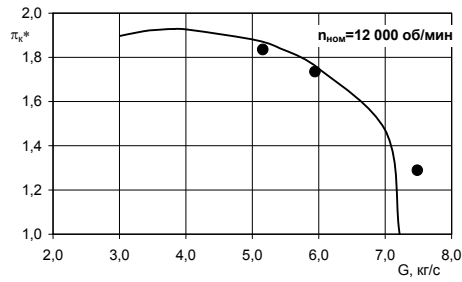


Рисунок 9 – Сравнение результатов расчета газодинамических характеристик КНД с помощью программного комплекса AXI-RAD (тонкие линии) и пакета программ FlowER (жирные точки)

Рисунок 10 – Сравнение результатов расчета газодинамических характеристик КВД с помощью программного комплекса AXI-RAD (тонкие линии) и пакета программ FlowER (жирные точки)

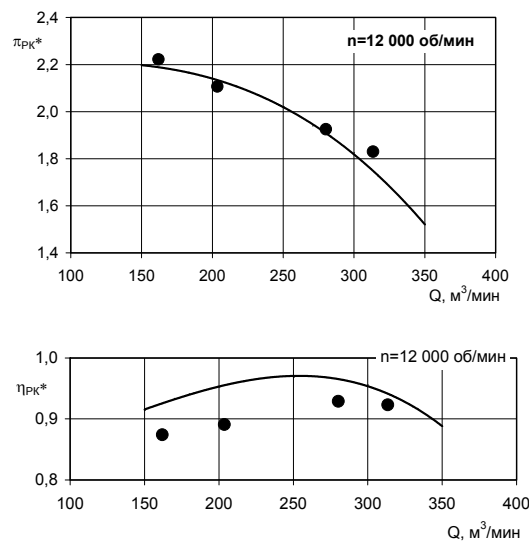


Рисунок 11 – Сравнение результатов расчета газодинамических характеристик рабочего колеса КНД с помощью программного комплекса AXI-RAD (тонкие линии) и пакета программ TASCflow (жирные точки)

Совпадение расчетных режимов с напорной характеристикой можно считать удовлетворительным, однако КПД $\eta_{полРК}$ рабочего колеса, посчитанный с применением TASCflow, на 2÷7% ниже его величин, полученных при расчете с помощью AXI-RAD.

Для расчета газодинамических характеристик предложенный метод имеет преимущество в сравнении с коммерческими пакетами по времени счета одной точки: примерно две минуты для AXI-RAD, более четырнадцати суток для FlowER и порядка одних суток для TASCflow на персональном компьютере с процессором типа Pentium IV.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сальников С.Ю. Разработка метода расчета газодинамических характеристик центробежных компрессоров природного газа на основе математического моделирования пространственного потока. Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. М., 2003, 24 с.
2. Сальников С.Ю., Барцев И.В., Куфтов А.Ф. Метод расчета локальных зон возвратного течения, возникающих на осесимметричной поверхности тока в рабочем колесе центробежного компрессора при малых величинах расхода. // Компрессорная техника и пневматика. Вып. 7. М., 2001. - С. 22 – 24.
3. Куфтов А.Ф., Сальников С.Ю. Метод расчета течения на осесимметричной поверхности тока в проточной части центробежного компрессора. // Тезисы доклада XI Всероссийской межвузовской научно-технической конференции “Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели”. М., изд.-во ГПНТБ, 2000. - С. 45–46.
4. Куфтов А.Ф. Обобщенный метод расчета и профилирования центробежных компрессоров и насосов на основе коэффициентов аэродинамических нагрузок. Автореф. дис. на соиск. учен. степ. докт. техн. наук. М., 1994. - 32 с.

УДК 621.515

ОПЫТ «НПАО ВНИИКОМПРЕССОРМАШ» ПО РЕМОНТУ РОТОРОВ КОМПРЕССОРОВ ПРОИЗВОДСТВА АММИАКА СЕВЕРОДОНЕЦКОГО ГПП «АЗОТ»

*Бондаренко Г.А. *, канд.техн.наук; Кармазин В.И. **, инж.*

**НПАО «ВНИИКомпрессормаш», г.Сумы, Украина*

***СГПП «Объединение Азот», г. Северодонецк, Украина*

В течение последнего десятилетия практически полностью прекратились закупки компрессорного оборудования за рубежом. Производственная деятельность химических предприятий поддерживалась исключительно за счет ремонта и модернизации компрессоров. ВНИИкомпрессормаш, обладая мощной научной и технической базой, освоил ремонт и изготовление роторов центробежных компрессоров на основе прогрессивных технологий: вакуумной пайки рабочих колес, гальванических покрытий твердым никелем, электроэрозионным нанесением износостойких покрытий и др. Во ВНИИкомпрессормаше выполнялись восстановление или капитальный ремонт роторов компрессоров практически всех мировых производителей. В течение последних десяти лет ОАО ВНИИкомпрессормаш полностью обеспечивает потребность СГПП «Объединение Азот» в реконструкции, модернизации, изготовлении и различных видах ремонта роторов центробежных компрессоров различного применения. Ниже рассмотрены конкретные примеры выполненных работ применительно к роторам компрессоров производства аммиака:

Таблица 1-Перечень ремонтных роторов для производства аммиака СГПП «Азот»

№ п/п	Год поставки	Позиция схемы	Тип изготовитель компрессора	Технологический газ	P_H/P_K , атм.	N , об/мин	D_2 , мм	Примечание
1	1995	101j КВД	2 MSL-456 «Хитачи», Япония	Атм. воздух	7,15/35,6	10700	450	КР
2	1996	М 103j КНД	463 В 5/5 «Мицубиси», Япония	Азото-водородная смесь	24/100	11268	544	КР
3	1997	М 101j КВД	2 MSL-456 «Хитачи», Япония	Атм. воздух	7,15/35,6	10700	470	ИЗ
4	1998	М 103j КНД	463 В 5/5 «Мицубиси», Япония	Азото-водородная смесь	24/100	11268	544	КР
5	2000	М 101j КВД	2 MSL-456 «Хитачи», Япония	Атм. воздух	7,15/35,6	10700	470	КР
6	2003	М 103j КНД	463 В 5/5 «Мицубиси», Япония	Азото-водородная смесь	24/100	11268		КР
Примечание: ИЗ – изготовление нового ротора; КР – Капитальный ремонт								

В данной статье рассматриваются случаи аварий компрессоров. Рассмотрены лишь случаи образования дефектов роторов, возникающих при длительной эксплуатации и обнаружены при планово предупредительных ремонтах.

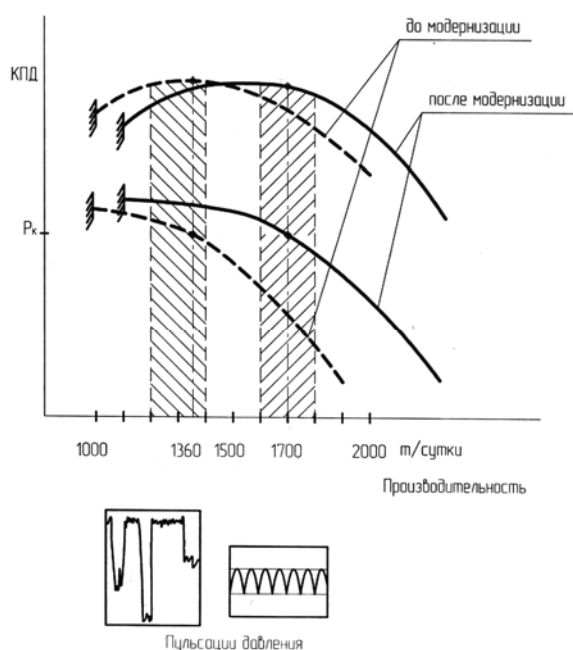


Рисунок 1- Характеристики компрессора М103J КНД

(на 25%) путем вкладывания новой проточной части в прежние корпуса является форсированием машин, вызывает увеличение удельных нагрузок на конструкцию и, в конечном счете, снижает их ресурс.

В СГПП «Объединение Азот» имеются две линии производства аммиака исходной производительностью 1360 т/сутки. Одна из них (производство «А») в 1991г. модернизирована компанией «ТЭК» (Япония) с доведением номинальной производительности до 1700 т/сутки аммиака. Это производство оснащено центробежными компрессорами фирмы «Мицубиси» (Япония). На рис. 1 проиллюстрировано изменение характеристик компрессора низкого давления азото-водородной смеси (модель 463 В) после модернизации со смещением точки номинального режима и границы помпажа в сторону больших производительностей.

Необходимо отметить, что повышение производительности

В силу известных обстоятельств производство не всегда было обеспечено в требуемой мере сырьем – природным газом. Оборудование работало с недогрузом, достигавшем 35-40%. Это приводило к смещению рабочей точки влево и компрессор длительное время работал в предпомпажных режимах. В нижней части рисунка 1 приведен характер пульсаций газа на выходе из компрессора в номинальном (справа) и предпомпажном (слева) режимах работы компрессора. Во втором случае преобладают колебания низкой частоты с большой амплитудой. Такие пульсации давления вызывают большие знакопеременные нагрузки, в частности на наружных поверхностях межлопаточных отсеков дисков, приводя к появлению и развитию усталостных трещин. При несвоевременном обнаружении дефекта может произойти вырыв фрагмента диска по форме близкого к кругу, что влечет резкое увеличение вибрации и требует аварийного останова.

На рисунке 2,а показаны схемы двух отремонтированных роторов: первый из них был поставлен компанией «ТЕК», а второй был закуплен позже. Первый ротор проработал 2 года 8 месяцев, а второй – три года. Выход из строя роторов произошел по одной и той же причине – усталостное разрушение дисков 9-й ступени (рис. 2,б). при дефектации второго ротора было установлено наличие усталостных трещин и на диске 8-й ступени. Основные замененные при ремонте детали показаны на рисунке 2,а темным цветом. При ремонте роторов были заменены все втулки, которые были сняты с вала, включая и втулки с износостойким покрытием под плавающими кольцами концевых масляных уплотнений.

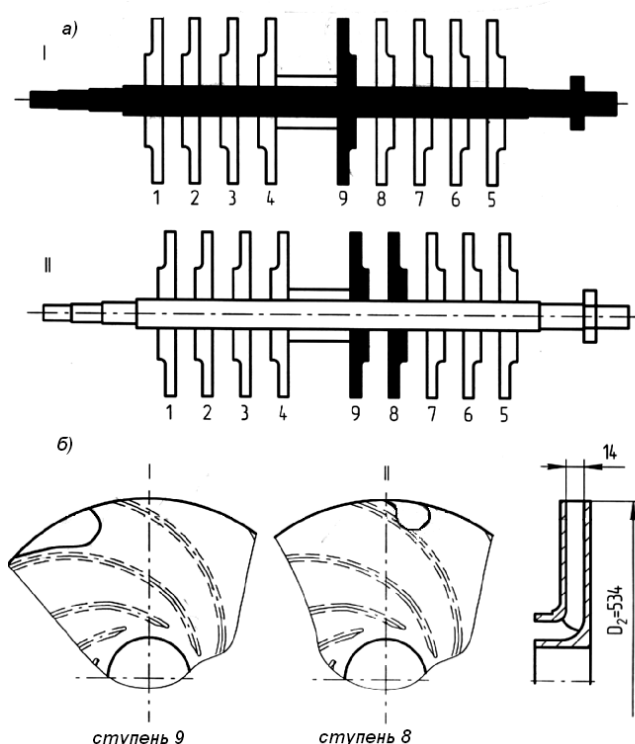


Рисунок 2 - Схема ремонта роторов (замененные детали затемнены)(а) и характер разрушения рабочих колес 8-й 9-й ступеней (б)

Поскольку причина разрушения колес – недостаточная динамическая прочность, при изготовлении новых колес были использованы два конструктивных приема: «орамашивание» колес с целью уменьшения площади неподкрепленной зоны

межлопаточных отсеков дисков и выполнение увеличенных галтелей на периферии лопаток с некоторым увеличением наружных диаметров дисков (рисунок 3а, б). Первый капитально отремонтированный ротор был установлен в 1997 году и находится в эксплуатации до сих пор, уже в два раза превысив ресурс импортных роторов (рисунок 3в). Общий вид отремонтированного второго ротора с замененными рабочими колесами 8-й 9-й ступени приведен на фото рис.4.

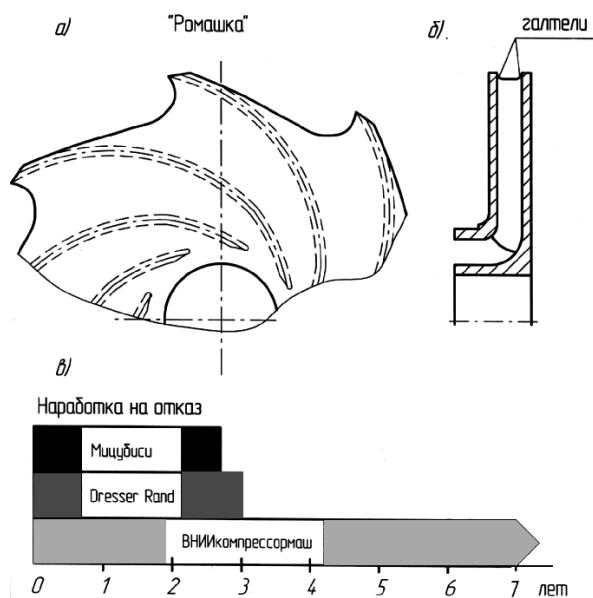


Рисунок 3 - Модернизированное рабочее колесо компрессора 103J КНД:
а, б - новые конструктивные элементы; в - ресурсные показатели

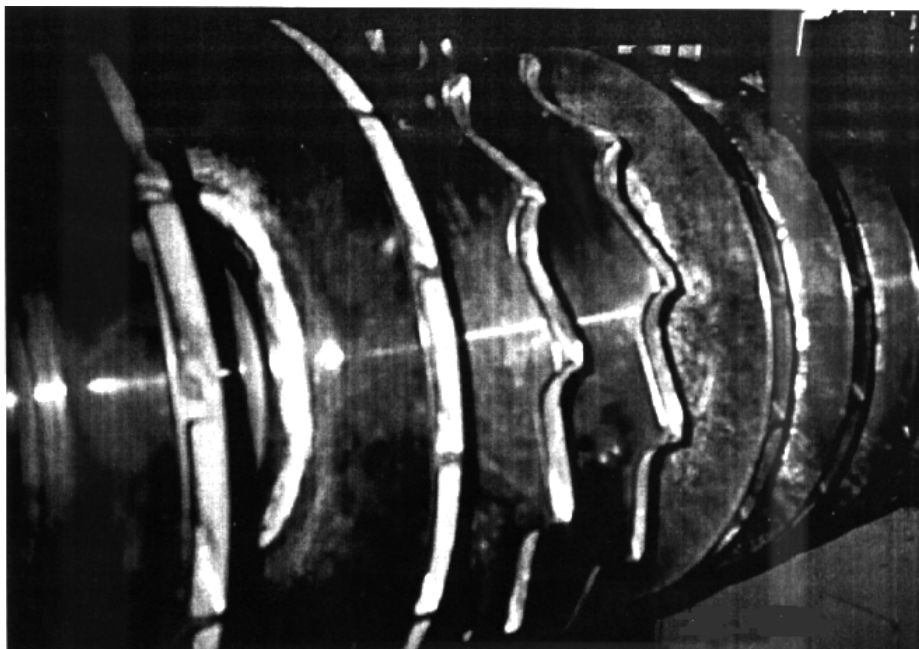


Рисунок 4 – Ротор КНД компрессора азото-водородной смеси фирмы «Мицубиси» с замененными рабочими колесами 8-й 9-й ступеней

К числу усталостных проявлений может быть отнесено возникновение трещины в диске рабочего колеса 2-й ступени ротора КВД компрессора М 103J (модель 272 BR, «Мицубиси», Япония), показанное на рисунке 4. Колесо было заменено на новое. Однако, в этом, как и во многих других подобных случаях, не могут быть даны твердые гарантии на ресурс ротора. Надежных методов определения остаточного ресурса деталей, подвергающимся переменным статическим и динамическим нагрузкам, не существует. Особое опасение вызывают детали, которые многократно снимаются и насаживаются на вал с нагревом при ремонтах ротора, в первую очередь рабочие колеса. На основании опыта можно рекомендовать только двукратное их использование.

В заключение необходимо отметить, что опыт ВНИИкомпрессормаша по ремонту роторов, расследованию причин аварии роторов свидетельствует о том, что длительный период эксплуатации компрессоров без реновации, с использованием многократно отремонтированного оборудования, привел к выработке их ресурса, и достижению рубежа морального и физического старения. Эксплуатация такого оборудования сопровождается постоянным увеличением затрат на ремонт компрессоров. В ряде случаев целесообразнее произвести капитальные затраты на обновление компрессорного оборудования в целом или, по крайней мере, его основных узлов и деталей.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГООРУБЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА С ВПРЫСКОМ ВОДЫ В ПРОТОЧНУЮ ЧАСТЬ

Середа С.О., вед. конструктор, Гельмедов Ф.Ш.,** д-р техн. наук;*

*Мунтянов И.Г.;*** Мунтянов Г.Л.****

**ФГУП ММПП «Салют», г. Москва, Россия;*

***ЦИАМ им. П.И.Баранова, г. Москва, Россия;*

****ГДП НИЦ ЦИАМ, г.Москва, Россия*

ФГУП ММПП «Салют» предлагает для внедрения в энергетику страны высокоэкономичную парогазовую энергетическую установку с впрыском пара в газотурбинный двигатель (ПГУ МЭС-60) мощностью 60 МВт.

Создание установки МЭС-60 поставило вопросы повышения мощности и термической эффективности основного газотурбинного двигателя (ГТД).

Одним из направлений решения этой задачи явился впрыск воды на входе и в проточную часть компрессора основного двигателя, в качестве которого выбран 14-ступенчатый компрессор АЛ21Ф3. Термо- и газодинамические процессы, протекающие в компрессоре при впрыске воды весьма сложны и имеют множество особенностей существенно зависящих от конструктивного исполнения компрессора. Поэтому надёжным и наиболее рациональным является экспериментальный метод определения газодинамических характеристик компрессора. Хотя следует отметить, что в рамках сопровождения эксперимента проводились и расчётные оценки изменения характеристик компрессора АЛ21Ф3 под влиянием испарения воды в его проточной части.

В конструкторском бюро промышленных ГТУ была разработана конструкция объекта исследований и ММПП «Салют» изготовлен его экспериментальный образец.

На стенде Ц-3 НИЦ ЦИАМ впервые смонтирована и отлажена установка для проведения экспериментальных исследований эффективности впрыска воды в различные сечения многоступенчатого осевого компрессора.



Рисунок 1 - Фотография общего вида стенда Ц-3 НИЦ ЦИАМ

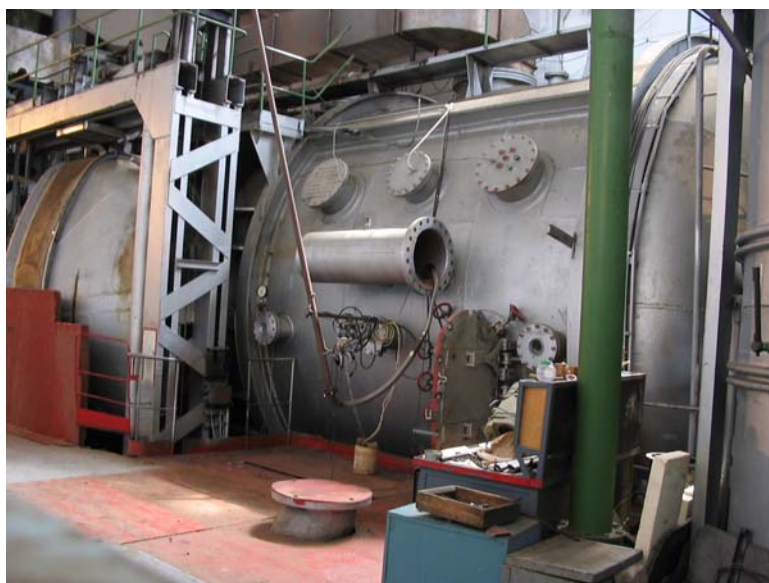


Рисунок 2 -Фотография барокамеры стенда Ц-3 НИЦ ЦИАМ

Компрессор АЛ-21ФЗ, оснащён хорошо развитой механизацией, предназначенной для регулирования на нерасчётных режимах. Регулируются две группы направляющих аппаратов. К первой группе относятся ВНА и направляющие аппараты 0- III ступеней, а во вторую группу входят лопаточные венцы НА VIII-XII ступеней.

Вода для впрыска в газозоудный тракт компрессора подавалась через три независимых блока: через входной коллектор перед компрессором, через

направляющие аппараты III и VIII ступеней компрессора («статорный впрыск»), через втулочную часть ротора между рабочими лопатками 4-ой, 5-ой, 6-ой, 7-ой, 9-ой и 10-ой ступеней («роторный впрыск»).



Рисунок 3 - Фотография организации подачи воды на входе в компрессор

Устройство для впрыска воды во входной канал представляет собой коллектор с вмонтированными в него форсунками. Отсек коллектора размещался между отсеками воздухопровода, соединяющего ресивер с компрессором на расстоянии $\sim 1,5$ м от компрессора. На коллекторе установлены 30 пневматических форсунок, обеспечивающих равномерное распределение воды по сечению трубопровода.

Для уменьшения общего загромождения сечения коллектора пилонами с расположенными на них форсунками, часть форсунок (12 шт.) расположена на стенке коллектора. Впрыск воды из них осуществлялся поперек потока. Впрыск воды через форсунки, расположенные на пилонах производился по потоку воздуха. Воздух к форсункам подавался по отдельному трубопроводу. Дисперсность капель составляла ~ 20 мкм.

Второй вариант впрыска воды осуществлялся через направляющие аппараты III и VIII ступеней компрессора («статорный впрыск»). Под впрыск воды в этих венцах было доработано половина лопаток.

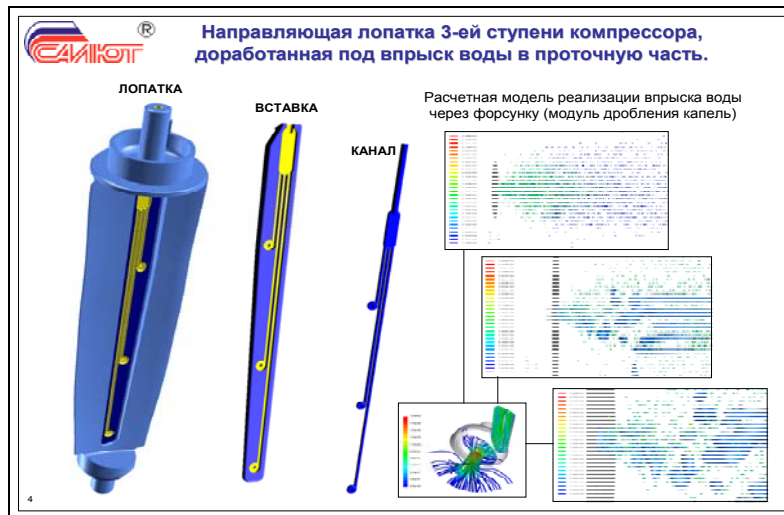


Рисунок 4 - Плакат с направляющими лопатками, доработанными под впрыск

В самой лопатке подача воды осуществлялась через 6 тангенциальных форсунок, расположенных в 3 яруса по высоте лопатки. (На каждом ярусе по одной форсунке на спинке и на корытце лопатки).

Третий вариант впрыска воды производился через втулочную часть ротора между рабочими лопатками 4-ой, 5-ой, 6-ой, 7-ой, 9-ой и 10-ой ступеней («роторный впрыск») при помощи 12 струйных форсунок. Вода подавалась в каналы, организованные во вращающемся роторе компрессора (всего шесть каналов), попадала в полости между дисками, а из каждой полости через две диаметрально расположенные форсунки впрыскивалась в проточную часть. В этой системе была предусмотрена возможность включения любого количества и сочетания форсунок с регулируемой подачей воды по каждой из магистралей.

В рамках проведения эксперимента была предложена оригинальная методика определения эффективного КПД компрессора, работающего на увлажнённом воздухе, и разработана соответствующая технология проведения эксперимента.

Принятая к использованию формула имеет вид:

$$\eta_{эф} = \frac{\bar{R}_{см} (\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)_{вл}}{(Q_{\kappa} - 1)_c} \cdot \frac{(G_{\phi})_{вл}}{(G_{\phi})_c},$$


$$\text{где } Q_{\kappa} = \frac{T_{\kappa}}{T_{ex}}.$$

Индексы «с» и «вл» характеризуют параметры, полученные на режимах без подачи (т.е. на «сухом» воздухе) и с подачей воды.

В используемой формуле предусмотрен учет изменения газовой постоянной паро-воздушной смеси при подаче воды, путем введения G в его структуру отношения

$$\bar{R}_{см} = \frac{R_{см}}{R_g} = \frac{1 + \frac{R_L}{R_g} \cdot \delta G_L}{1 + \delta G_L},$$

$$\text{где } \frac{R_L}{R_g} = 1,61; \delta G_L = \frac{G_L}{G_{с.ф}}.$$



Эффективный КПД компрессора работающего на
увлажненном воздухе

$$\eta_{эф} = \frac{\bar{R}_{см} \times (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1)_{вл}}{(\frac{T_k}{T_{вх}} - 1)_c} \times \frac{(G\phi)_{вл}}{(G\phi)_c}$$

$$\bar{R}_{см} = \frac{1 + \frac{R_L}{R_g} \cdot \delta G_L}{1 + \delta G_L}, \text{ где } \frac{R_L}{R_g} = 1,61; \delta G_L = \frac{G_L}{G_{эф}}$$

5

Рисунок 5 - Формула эффективного КПД
 G_L [кг/с] – расход воды; $G_{эф}$ – физический расход воздуха

Используемый метод определения эффективного КПД исходит из предположения, что на двух сходственных режимах без подачи («сухом») и с подачей воды («влажном») мощности, затрачиваемые на привод компрессора, одинаковы.

Сходственными принимались режимы, на которых одинаковы:

- положения дросселей в воздушной магистрали стенда;
- расходы топлива G_T , подаваемые в камеру сгорания перед газовой турбиной стенда;
- давление $P_{ВКС}$ и расход $G_{ВКС}$ воздуха, подаваемые в камеру сгорания от высотного компрессорной станции НИЦ ЦИАМ.

Для реализации этих условий была принята следующая процедура проведения испытаний:

(а) после выхода на заданную частоту вращения ротора \bar{n} с помощью выходного дросселя устанавливался режим по степени повышения давления π_k^* без подачи воды (т.е. «сухой» режим) и производилась регистрация всех измеряемых параметров;

(б) не меняя положения органов управления стендом и систем обеспечения энергоресурсами (т.е. при $G_{ВКС} = \text{const}$ и $G_T = \text{const}$), осуществлялся впрыск заданного количества воды.

При этом в процессе установления баланса мощностей компрессора и газовых турбин происходило некоторое изменение частоты вращения ротора при соответствующих изменениях расхода воздуха и степени повышения давления.

После установления равновесного режима вновь производилась регистрация параметров;

(в) сохраняя расход воды, изменением подачи топлива восстанавливалась заданная частота вращения ротора $\bar{n}_{пр}$ и производилась регистрация параметров.

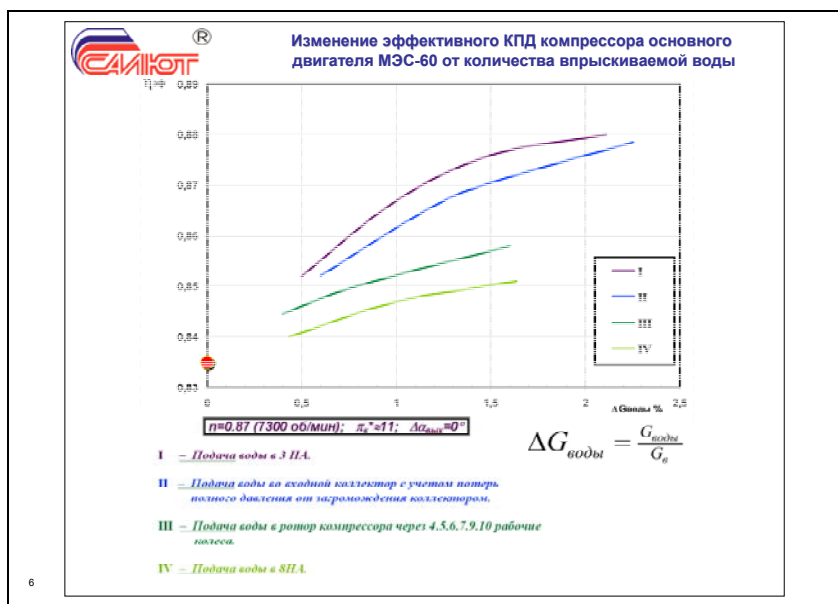


Рисунок 6 - Изменение эффективного КПД от количества впрыскиваемой воды

На рис. 6 приведено изменение эффективного КПД компрессора основного двигателя МЭС-60 от количества впрыскиваемой воды. Как видно, испарение воды в компрессоре приводит к значительному повышению эффективного КПД. Выигрыш по КПД увеличивается по мере увеличения количества подаваемой воды (в пределах рассмотренных значений δG_L). Предпочтительным является вариант подачи воды через лопатки направляющего аппарата III ступени, поскольку в этом случае исключается влияние отрицательных факторов, присущих подаче воды через форсунки во входном канале (повышенные гидравлические потери, затраты энергии на сжатие воздуха и его вдув через форсунки).

На рис. 7 показаны радиальные профили температур в различных сечениях компрессора, измеренных при впрыске воды через лопатки направляющих аппаратов III ступени ($\delta G_L \approx 1,5\%$ и $\approx 2\%$), при подаче воды в ротор через 4,5,6,7,9,10 рабочие колёса ($\delta G_L \approx 1,6\%$) и распределение температуры потока при комбинированной подаче воды в ЗНА ($\delta G_L \approx 1,27\%$) и в ротор через 4,5,6 рабочие колёса ($\delta G_L \approx 0,73\%$).

Радиальные профили температур приведены в точке напорной характеристики, где степень повышения давления компрессора составляла $\pi_k^* \approx 11$ при его работе на приведенной частоте вращения ротора $n_{пр} \approx 7320$ об/мин ($\bar{n}_{пр} \approx 0,87$). Эта точка соответствует номинальному режиму работы основного двигателя установки МЭС-60 и выбрана в эксперименте в качестве контрольной. Поворотные лопатки при этом зафиксированы в положении нулевых углов поворота.

Отмечается значительная деформация радиальных полей температур по тракту компрессора с существенным понижением ее как в области периферии, так и в области втулки при этом формы радиальных профилей полных давлений при работе компрессора с подачей и без подачи воды практически не отличаются.

Получены данные о влиянии впрыска воды на напорные характеристики групп ступеней компрессора. Показано, что под воздействием этого фактора происходит существенное увеличение степени повышения давления средних и последних ступеней при малом ее изменении или уменьшении у первых ступеней.

Проведена экспериментальная проверка характеристик компрессора и эффективности впрыска воды при различных температурах потока воздуха на входе и воды, подаваемой через лопатки НА III ступени. Показано, что вариации значений температуры воздуха на входе в компрессор, повышенной до $+45\div 50^\circ\text{C}$ и воды, подаваемой к форсункам НА III с температурой $+15$; $+40$ и $+90^\circ\text{C}$ не оказывает существенного влияния как на характеристики компрессора, так и на эффективность впрыска воды.

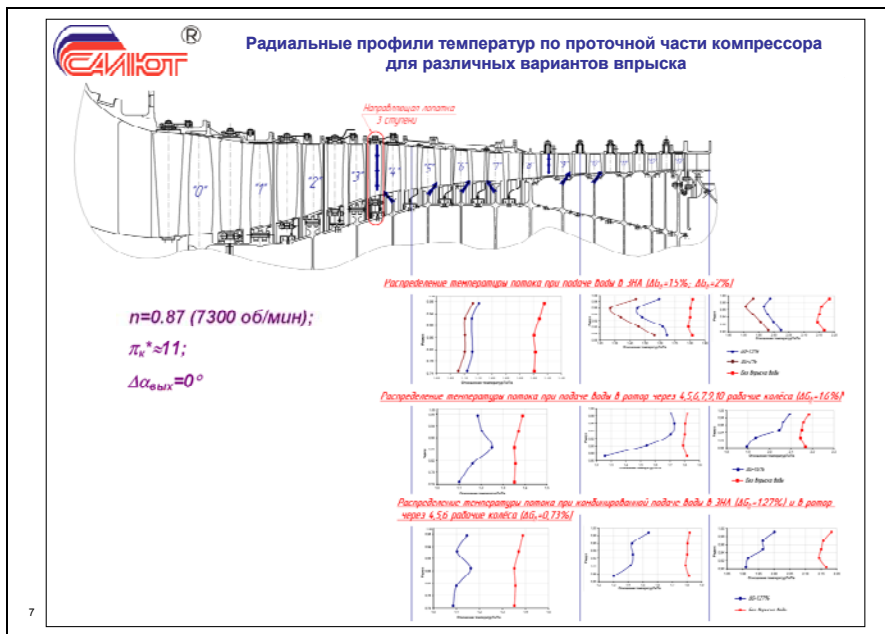


Рисунок 7

Проведена экспериментальная проверка влияния углов установки поворотных лопаток направляющих аппаратов группы последних ступеней компрессора на его характеристики в широком диапазоне приведенных частот вращения ротора ($\bar{n}_{пр} = 0,72\div 0,87$).

Показано, что при работе без впрыска воды прикрытие лопаток выходной группы всего лишь на $\Delta\theta = (-3)^\circ\div(-5)^\circ$ приводит к значительному уменьшению запасов устойчивости компрессора, без какого-либо изменения КПД, причем тем в большей степени, чем ниже приведенная частота вращения ротора. Однако, впрыск воды в количестве $\delta G_L \approx 1,5\%$ полностью обеспечивает восстановление границы устойчивой работы, соответствующей штатному положению лопаток ($\Delta\theta_{IX-XII} = 0$) и увеличивает КПД компрессора.

На рис. 8 приведены экспериментальные характеристики компрессора с впрыском воды в проточную часть через лопатки направляющих аппаратов III ступени ($\delta G_L \approx 1,5\%$) при этом реализуются возможности:

- значительного (на $\delta\eta \approx 6\%$ и более) повышения КПД;
- увеличения (на $\delta\pi_k \approx 10\%$) степени повышения давления на границе устойчивой работы;
- увеличения (на $\delta G \approx 3-4\%$) расхода рабочего тела (паровоздушной смеси).

Оцененная погрешность определения КПД $\approx 1\%$.

Полученные уникальные результаты испытаний компрессора свидетельствуют о высокой эффективности применения впрыска воды в его проточную часть для повышения его параметров.

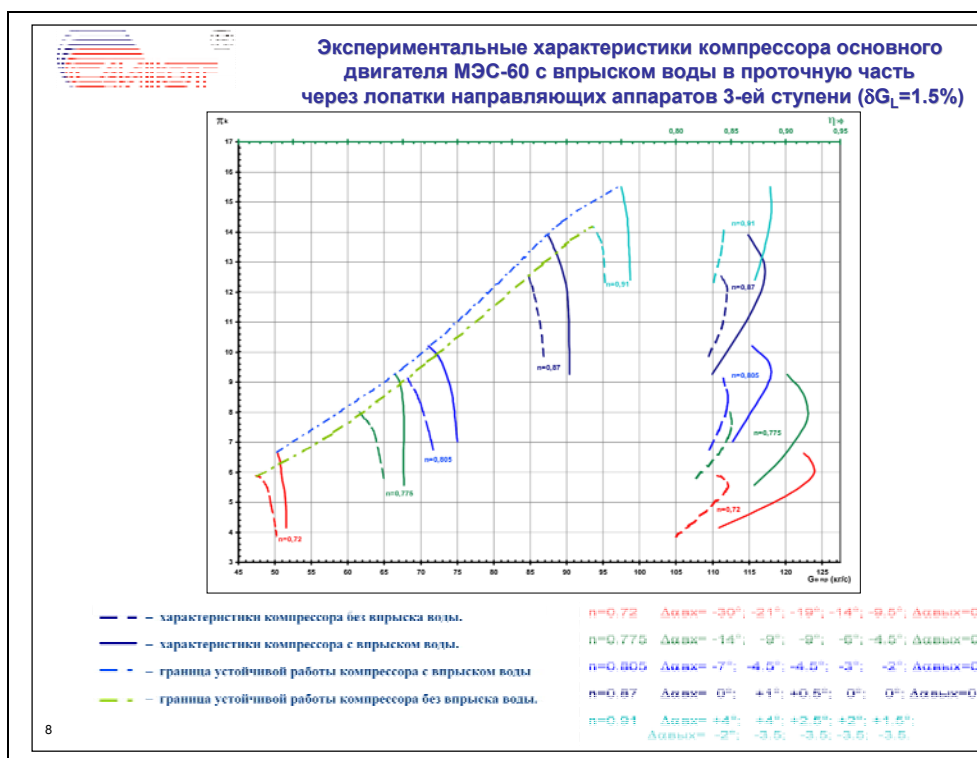


Рисунок 8

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ РОТОРНЫХ МАШИН

Тарельник В.Б., д-р техн. наук, проф.; Захаров Н.В.*, д-р техн. наук, проф.;*

*Марцинковский В.С.***, председатель правления;*

*Антошевский Б.***, д-р техн. наук, проф.*

**Сумский национальный аграрный университет, Украина;*

***ООО "ТРИЗ", г. Сумы, Украина;*

****Политехнический университет, г. Кельце, Польша*

Одним из путей улучшения качества поверхностного слоя и снижения стоимости ремонта машин является многократное восстановление формы деталей металлопокрытиями и обеспечение их взаимозаменяемости.

Анализ наиболее распространенных способов восстановления изношенных поверхностей деталей (детонационно-газовая и вакуумно-плазменная обработка, наплавка, гальванопокрытия, металлизация напылением, электроэрозионное легирование) показывает, что все они имеют как достоинства, так и недостатки.

Среди рассматриваемых методов все более широкое применение находит метод электроэрозионного легирования (ЭЭЛ) [1, 2]. По своим достоинствам он не только не уступает рассматриваемым методам, а во многих случаях превосходит их. Недостатки ЭЭЛ можно устранить как за счет совершенствования самой технологии ЭЭЛ [3], так и сочетания ее с другими технологиями повышения качества поверхностей деталей [4, 5].

Целью работы является расширение области применения метода ЭЭЛ за счет совершенствования комбинированных технологий повышения качества поверхностных слоев изделий применительно к конкретным деталям.

В роторных машинах (винтовых и центробежных компрессорах, дутьевых машинах, центрифугах, насосах, электродвигателях и др.) одной из основных причин потери их работоспособности является износ рабочих поверхностей вала ротора или его разрушение. Усталость определяет служебную долговечность вала, его выносливость.

Кроме действующих на вал переменных сил и моментов, необходимо также иметь в виду силы трения, возникающие в подшипниках скольжения. Трение между поверхностями шеек вала и вкладышей подшипников скольжения вызывают износ шеек. Величина этого износа зависит от условий трения, определяющихся рядом факторов: физико-механическими свойствами материалов вала и подшипника, формой и размерами деталей, шероховатостью поверхностей трения, скоростью, нагрузочным и тепловым режимами работы трущейся пары, способом подвода, количеством и качеством смазки.

При пуске двигателя сопряжение вал - подшипник работает в условиях полусухого трения, при котором возникает металлический контакт, вызывающий повышенный износ трущихся поверхностей и дальнейшее их заедание.

Кроме того, нередко на валах износу подвергаются посадочные места под рабочие колеса, муфты, полумуфты, шарико и роликподшипники и т.д.

Таким образом, при ремонте деталей типа валов основным местом, подлежащим восстановлению и упрочнению, является шейка вала.

УПРОЧНЕНИЕ И ВОССТАНОВЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ТИПА ВАЛОВ

Технология упрочнения и восстановления деталей типа валов основана на совмещении дополняющих друг друга технологий ЭЭЛ и поверхностного пластического деформирования (ППД). ЭЭЛ обеспечивает нанесение на упрочняемые или изношенные участки вала твердых, износостойких материалов, а ППД, в свою очередь, необходимые требования, предъявляемые к микрогеометрии

формируемых поверхностей, а также повышает усталостную прочность изделия [6, 7].

Так в результате аварии (Одесский припортовый завод) произошел эксцентричный задир шейки вала электродвигателя (в дальнейшем ротор), которая служила посадочным местом под подшипник со стороны полумуфты. При установке ротора на существующие центра биение якоря достигало 5 мм.

Для осуществления правки центров конец ротора со стороны полумуфты закреплялся в 4-х кулачковый патрон токарного станка с использованием медных пластин, позволяющих смещать ротор относительно его оси без повреждения поверхности. Свободный конец ротора поджимался центром с использованием медной фольги.

За базу принималась поверхность якоря, биение которого составляло 0,02 мм; шейки \varnothing 95 мм - 1,2 мм; шейки под полумуфту \varnothing 75 мм - 2,2 мм. Биение шеек под подшипники (\varnothing 80 мм) не удалось измерить вследствие повреждения их поверхностей.

После зацентровки ротора и проточки “как чисто” всех шеек их биение составило не более 0,02 мм. Размеры шеек после проточки составили: шейки под подшипники - \varnothing 79,8 мм и \varnothing 78,25 мм (со стороны полумуфты); шейки под полумуфту - \varnothing 72,64 мм; свободный конец вала \varnothing 74,93 мм.

Для защиты от повреждений шпоночного паза изготавливалась “ложная” шпонка.

Все четыре шейки были восстановлены в размер с использованием комбинированной технологии ЭЭЛ и ППД (обкаткой роликом) и с учетом припуска на шлифовку 0,4 - 0,5 мм на диаметр. При этом нанесение слоев ЭЭЛ чередовалось с ППД, т.е. обкатка роликом производилась после каждого “прохода” ЭЭЛ.

ЭЭЛ осуществлялось на установке “ЭИЛ-9” (рис. 1).

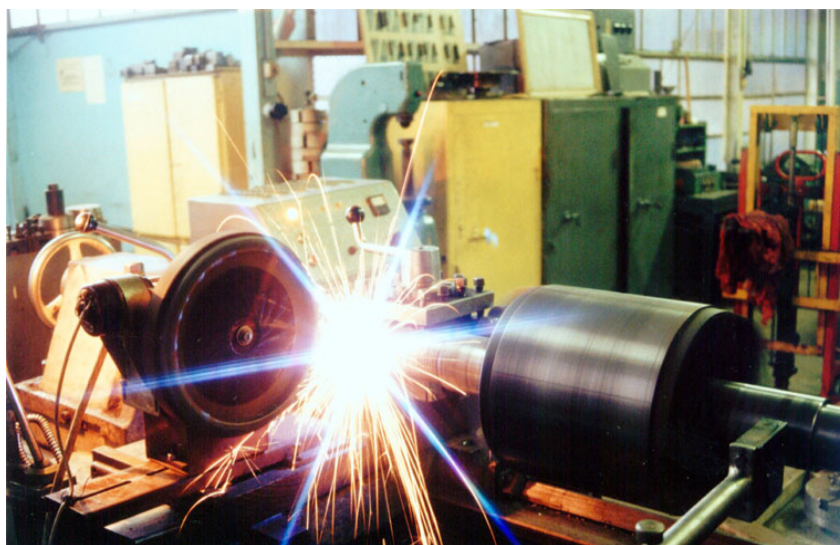


Рисунок 1 - ЭЭЛ ротора электродвигателя

В качестве материала электродов применялась высокопрочная нержавеющая сталь ВНС-2 состава 08X15H5Д2Т.

Для восстановления размеров шеек со стороны полумуфты использовались максимальные режимы, когда сила рабочего тока генератора составляла $I_p = 20 - 30$ А, что позволяло увеличивать размер шейки до 0,6 мм и более на диаметр за один проход. При восстановлении шеек со стороны свободного конца вала использовались

более “мягкие” режимы, когда $I_p = 5 - 10$ А. При этом толщина наносимого покрытия составляла до 0,2 мм на диаметр.

Обкатка роликом производилась на токарном станке пружинно-штоковым приспособлением с $D_p = 40$ мм и профильным радиусом $r = 4$ мм. Удельное усилие выглаживания составляло 3000 МПа. После каждого “прохода” ЭЭЛ и ППД поверхность шеек тщательно очищалась металлическими щетками.

После шлифовки шеек в размер по чертежу производилась фрезеровка шпоночного паза на глубину $7,5^{0,2}$ мм и балансировка ротора.

На рис. 2 изображен отремонтированный ротор электродвигателя.

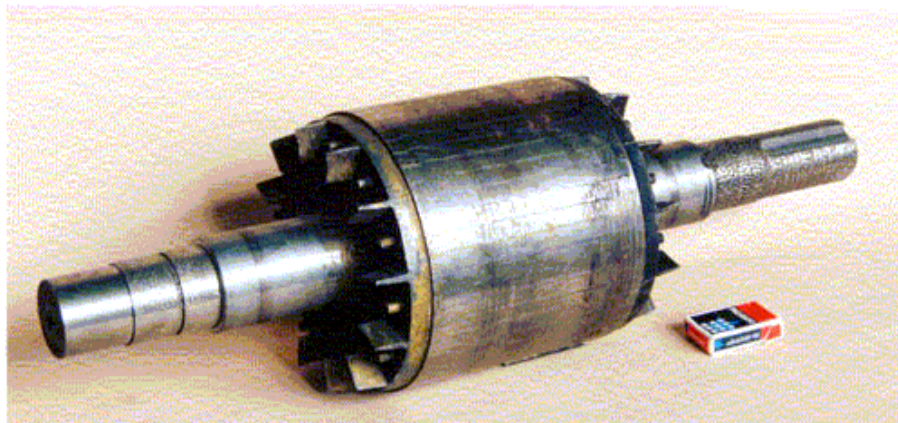


Рисунок 2 - Ротор электродвигателя после ремонта

РЕМОНТ ВИНТОВ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

В процессе работы винтового компрессора в винтах, в основном, изнашиваются посадочные места под подшипники, а иногда и кромки зубьев винтов по наружному диаметру. Износ, как правило, не превышает 0,3 мм на диаметр. Учитывая то, что зазор между винтами находится на уровне 0,05 мм, даже небольшой износ кромок зубьев винтов по наружному диаметру приводит к значительному снижению производительности компрессора.

На шахте Засядько, в результате аварии компрессорной установки КУ ВВ 50/8 - УЗ, произошел осевой сдвиг ведомого винта (материал сталь 40, твердость ~ 150 НВ) компрессорного блока CF 246 G (заводской № 497457), что привело к задиру его поверхностей (кромки зубьев по наружному диаметру $\varnothing 277$ мм и посадочной шейки подшипника $\varnothing 70,03$ мм) со стороны всасывания. Износ наружной поверхности кромок зубьев отмечался на протяжении всей их длины, с постепенным возрастанием к торцу со стороны всасывания и достигал 2,5 мм на сторону. Износ посадочной шейки подшипника составлял 1,5 мм на диаметр.

Восстановление шейки подшипника производилось по выше изложенной технологии ЭЭЛ + ППД на механизированной установке ЭЭЛ модели “ЭИЛ - 9”.

Применение этой установки для восстановления наружной поверхности кромок зубьев не дало желаемого результата. Применение электродов из различных материалов (сталь 40, нержавеющей стали 12Х18Н10Т, 08Х15Н5Д2Т, бронза, латунь), на самых “грубых” режимах легирования, позволяло восстановить наружные поверхности кромок зубьев не более чем на 0,2 мм.

Наружные поверхности кромок зубьев были восстановлены на установке с ручным вибратором модели “ЭЛИТРОН - 52А”. В качестве электродов использовалась специальная оловянистая бронза марки О10Ц1,5Н.

После шлифовки шейки подшипника и наружной поверхности кромок зубьев в размер компрессорный блок был собран, испытан и отправлен заказчику.

ЭЭЛ РАБОЧИХ КОЛЕС

Сложность и высокая стоимость изготовления рабочих колес центробежных компрессоров обуславливают высокие требования к их износостойкости.

В большинстве случаев рабочие колеса выходят из строя по причине эрозионного износа их лопаток (рис. 3).



Рисунок 3 - Эрозионный износ лопаток колеса 1-й ступени ротора воздушного компрессора КВД модели 2MCL - 456 фирмы "Хитачи" (Япония)

ЭЭЛ - один из наиболее перспективных методов повышения долговечности рабочих колес центробежных компрессоров [8]. Технология нанесения на рабочие колеса износостойких покрытий методом ЭЭЛ была апробирована в Северодонецком ПО "Азот" на воздушном компрессоре КВД модели 2MCL - 456 фирмы "Хитачи". Компрессор был остановлен по причине эрозионного износа лопаток рабочих колес 1 и 2 ступеней ротора.

На вновь изготовленных рабочих колесах входные кромки лопаток, подвергаемые наибольшему эрозионному износу, упрочнялись методом ЭЭЛ на установке "УИЛВ - 8".

ЭЭЛ лопаток рабочих колес можно проводить на установках с ручным вибратором моделей "УИЛВ-8", "Элитрон-14", "Элитрон-22", "Элитрон-52", позволяющих наносить износостойкие покрытия толщиной соответственно 0,08; 0,1; 0,12 и 0,15 мм.

ЭЭЛ КОЛЕЦ ИМПУЛЬСНЫХ ТОРЦЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

В высокооборотных насосах и компрессорах большого давления широкое применение нашли торцевые уплотнения бесконтактного типа. Наличие в торцевой паре гарантированного зазора величиной 0,003 - 0,004 мм приводит к тому, что уплотняющие поверхности колец почти не изнашиваются и уплотнения могут работать практически неограниченно долго [9].

Традиционно кольца импульсных торцевых уплотнений изготавливались из силицированных графитов, что накладывало определенные ограничения на область применения уплотнения, скорость скольжения и величину уплотняемого давления. Эти материалы довольно дороги и имеют низкую ударную прочность, подвержены растрескиванию под действием силовых и тепловых нагрузок.

Расширение области применения импульсных уплотнений в сторону повышения режимных параметров потребовало использования новых материалов в паре трения.

Применение композиционных материалов типа “основа-покрытие”, сочетающих защитные свойства покрытий с механической прочностью основы, являются перспективным путем повышения износостойкости колец импульсных торцевых уплотнений.

С целью отработки технологии формирования покрытий уплотнительных колец были выполнены обширные экспериментальные исследования по послойному ЭЭЛ сталей и сплавов различного состава электродами из тугоплавких металлов и их карбидов, а также электродами из мягких антифрикционных металлов [10].

В результате проведенных работ для упрочнения стальных подложек нами были предложены квазิมногослойные покрытия, формируемые в последовательности ВК8 + Cu + ВК8. Так на стали 45 (микротвердость основы 2800 МПа) выбранные наиболее рациональные режимы легирования позволяют формировать покрытия с шероховатостью $Ra = 0,6$ мкм, толщиной до 30-40 мкм, микротвердостью на уровне 8740 МПа и сплошностью 100 % (рис. 4).



Рисунок 4 - Кольца импульсных торцевых уплотнений с КЭП

Результаты исследований износостойкости покрытий, состоящих из твердого сплава ВК8 и меди, свидетельствуют о том, что в паре трения может образовываться сервоитная пленка, снижающая коэффициент трения в несколько раз. В данном случае, когда сформированный на основе ЭЭЛ поверхностный слой представляет собой пористый материал, пропитанный медью, при определенных условиях может устанавливаться режим избирательного переноса.

Комбинированные электроэрозионные покрытия (КЭП) на образцах из никелевого сплава ХН58МБЮД, применяемого для работы в криогенных средах, сформированные в последовательности Cu + ВК8 и ВК8 + Cu + ВК8, не обеспечивают желаемой микротвердости в поверхностном слое.

В данном случае положительные результаты, при упрочнении никелевого сплава ХН58МБЮД, обеспечивают КЭП, созданные по схеме ВК8 + ВК8 + Cu и ВК8 + ВК8 + Ni. Шероховатость в этом случае составляет ($Ra = 0,8-1,0$ мкм), а микротвердость ($H_u = 9270$ и 9850 МПа соответственно).

Экспериментальные исследования импульсных торцевых уплотнений с кольцами, упрочненными ЭЭЛ, выполнялись на экспериментальном стенде Сумского государственного университета.

Так как наибольший износ колец импульсного уплотнения происходит при пуске и остановке машины, особое внимание уделялось испытанию на пусковых режимах. При пусковом перепаде давления 0,5 МПа 20 пусковых циклов и остановок уплотнения на воздухе показали, что следов разрушения покрытия не наблюдается. Принимая во внимание то обстоятельство, что в моменты пуска, до образования газовой пленки, торцовая пара работает в режиме сухого трения, можно заключить,

что КЭП обеспечивает требуемую износостойкость уплотняющих поверхностей колец импульсного уплотнения.

В НПО “Энергомаш” г. Химки, Московской обл. в процессе проведения работ, направленных на создание нового класса экономичных и надежных уплотнений роторов, в частности турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей, впервые были выполнены комплексные экспериментальные исследования одного узла импульсного уплотнения с КЭП в средах с различными теплофизическими свойствами (вода, жидкие кислород и азот) в широком диапазоне режимных параметров ($n = 8400 - 22700$ об/мин, $p = 0,8 - 12,2$ МПа), подтвердившие высокую работоспособность уплотнения в этих условиях [11].

SUMMARY

New technologies of strengthening and repair of rotary machine parts by methods of the electroerosion alloyage are described.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. V.B. Tarelnik, V.S. Martsinkjvsky, V.G. Gritsenko. Hardening and reconditioning of main compressor parts by electroerosion alloying followed by plastic deformation. 5th International Symposium INSYCONT '98 Energy and environmental aspects of tribology Cracow, Poland, 1998.- P. 179-180.
2. Тарельник В.Б. Управление качеством поверхностных слоев деталей комбинированным электроэрозионным легированием.- Сумы: “Видавництво “МаїДен”, 2002.-324 с.
3. Тарельник В.Б. Исследование влияния режимов электроискрового упрочнения на качественные параметры покрытий // Конструирование и производство транспортных машин. - Киев, 1994. - Вып. 24.- С. 103-107.
4. Тарельник В.Б. Комбинированные технологии электроэрозионного легирования.- К.: Техніка, 1997.- 127 с.
5. Тарельник В. Юне азотування квазібагатошарових електроерозійних покриттів // Машинознавство.- 1999.- № 6.- С. 31-33.
6. Тарельник В. Б. Микрогеометрия, структура и свойства электроэрозионно-легированных слоев, подверженных поверхностной пластической деформации // Вестник Харьковского государственного политехнического университета.- 2000.- Вып. 77.- С. 25-29.
7. Тарельник В. Б. Влияние поверхностной пластической деформации на остаточные напряжения и усталостную прочность образцов из стали 45 с электроэрозионными покрытиями // Там же.- 2000.- Вып. 80.- С. 69-71.
8. П.Е. Жарков, В.Б. Тарельник. Повышение ресурса центробежных компрессоров электроэрозионным легированием рабочих колес // Химическое и нефтегазовое машиностроение.- 2003.- №1.- С. 22-24.
9. Торцовое уплотнение с регулируемой утечкой: А.с. 446695 СССР, МКН 23 Р 1/12 / К.В. Лисицын, В. А. Марцинковский, Н.В. Перидерий (СССР).-№ 1827549/25-8; Заявлено 11.09.72; Оpubл. 22.06.74, Бюл. № 7.- 2 с.
10. Тарельник В. Б., Марцинковский В. С. Повышение износостойкости колец торцовых уплотнений ЭЭЛ трущихся поверхностей // Труды 9-й Междунар. конф. “Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования”.- Сумы, 1999.- Т.1.- С. 254-265.
11. Тарельник В. Б. Разработка технологии повышения качества поверхностных слоев импульсных торцовых уплотнений, работающих в различных средах, методом электроэрозионного легирования // Электронная обработка материалов.- 2000.- № 4.- С. 7-11.

**ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПОЭЛЕМЕНТНОГО РАСЧЕТА
ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО
КОМПРЕССОРА**

Калинкевич Н.В., канд. техн. наук, доц.; Бобров А.Н. ассист.;

Михайлова Ю.Ю., магистр

Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина

Газодинамические характеристики компрессора позволяют оценить его энергетические и экономические свойства, прогнозировать значения производительности, создаваемого давления газа, потребляемой мощности в процессе регулирования компрессора во время его эксплуатации. Для более углубленного рассмотрения работы компрессора желательно иметь также характеристики его отдельных ступеней. Поэлементный анализ характеристик каждой ступени позволяет улучшить согласование работы отдельных элементов между собой и за счет этого достичь улучшения газодинамических характеристик компрессора.

Величинами, характеризующими свойства отдельных элементов ступени, могут служить коэффициент потерь ζ и коэффициент восстановления ξ . Коэффициенты ζ и ξ пригодны для оценки энергетических свойств любого элемента проточной части. Для оценки влияния рассматриваемого элемента на экономичность ступени необходимо установить, какую долю работы, затрачиваемой на сжатие, составляют “потери” энергии в данном элементе, т.е. найти величину снижения к.п.д. ступени $\Delta\eta$ вследствие диссипации энергии в тепло в рассматриваемом элементе. Несмотря на некоторую условность в определении собственных качеств того или иного элемента проточной части вне его связи с характеристиками ступени, в которой используется данный элемент, поэлементный анализ работы компрессора может быть мощным средством для совершенствования его проточной части. Создание программного обеспечения поэлементного расчета газодинамических характеристик центробежного компрессора, несомненно, является актуальным.

Для рабочего колеса, лопаточного диффузора и обратно-направляющего аппарата в качестве характеристики приняты зависимости коэффициентов потерь от угла атаки. Для безлопаточного диффузора и выходного устройства – зависимость коэффициента потерь от угла потока α в абсолютном движении в сечении 3-3 и 4-4 соответственно.

Расчет газодинамических характеристик компрессора выполняется последовательно от входного патрубка до выходного с использованием уравнений состояния, процесса, неразрывности и сохранения энергии. Исходными данными являются геометрические параметры компрессора, состав и начальные параметры сжимаемого газа, частота вращения ротора, задается количество расчетных режимов работы компрессора по расходу (обычно не более 10). Программа предоставляет пользователю возможность выбора способа определения характеристик элементов ступени:

- используются обобщенные характеристики;
- характеристики задаются по усмотрению пользователя (например, из собственного банка данных).

Ниже приведены значения коэффициентов потерь элементов проточной части центробежного компрессора, которые получены путем обобщения литературных данных [1, 2, 3, 4] (обобщенные характеристики). Коэффициент потерь на начальном участке безлопаточного диффузора определяется согласно рекомендациям

профессора Галеркина Ю.Б.[1].

Обобщенные характеристики элементов ступени:

Рабочее колесо

i_1	-15	-10	-5	-3	0	3	5	7	10	13
ζ_{0-2}	0.5	0.27	0.16	0.13	0.1	0.1	0.11	0.12	0.25	0.5

Безлопаточный диффузор (начальный участок)

α_2	7	13	17	20	25	27	30	35	40	45
$\zeta_{(2-3)N}$	0.3	0.18	0.14	0.12	0.11	0.1	0.1	0.12	0.13	0.14

Безлопаточный диффузор (основной участок)

α_3	7	10	15	20	30	35	40	45	50	55
ζ_{3-4}	0.4	0.3	0.25	0.2	0.15	0.13	0.12	0.12	0.13	0.16

Лопаточный диффузор

i_3	-15	-10	-8	-5	-3	-2	0	2	5(6)	10
ζ_{3-4}	0.4	0.32	0.29	0.25	0.22	0.2	0.2	0.25	0.3	0.6

Обратно-направляющий аппарат

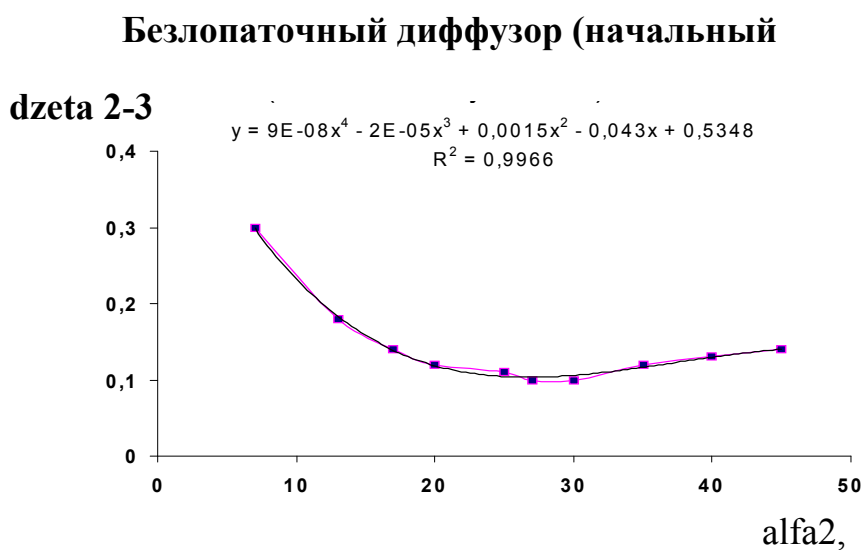
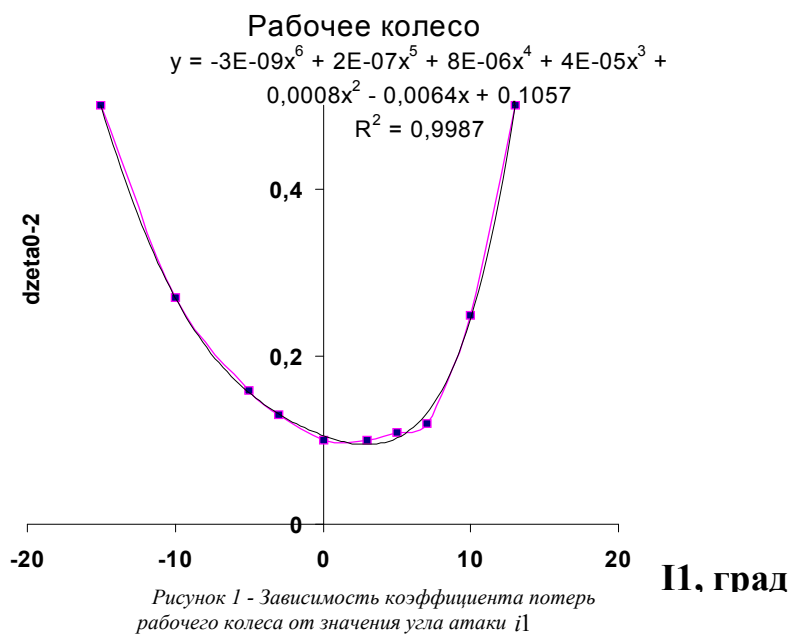
i_5	-10	-5	0	3	5	8	10	12	15	22
$\zeta_{(4-0')}$	0.55	0.43	0.37	0.32	0.3	0.29	0.3	0.32	0.4	0.65

Выходное устройство (сборная камера)

$t\bar{g}(\alpha_4)$	0.5	0.6	0.8	0.9	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5
ζ_{BY}	0.65	0.6	0.56	0.54	0.53	0.54	0.56	0.6	0.64	0.72

Потери на начальном участке диффузора (участок 2-3), и для лопаточного диффузора (в исходных данных задается кодом - 1), и для безлопаточного диффузора (в исходных данных задается кодом - 2), определяются по одной и той же зависимости. В случае безлопаточного диффузора разделение диффузора на начальный и основной участок производится условно. Значение D3/D2 следует задавать в этом случае из диапазона величин 1,1 – 1,15.

С помощью программы Microsoft Excel обработаны приведенные в таблицах данные и получены аппроксимирующие функции. Графики зависимостей коэффициентов потерь от расходного параметра для рабочего колеса, безлопаточного и лопаточного диффузора, обратно-направляющего аппарата и сборной камеры показаны на рисунках 1 – 6. Полученные аппроксимирующие функции используются при выполнении расчетов, когда пользователь программного обеспечения выбирает вариант – «обобщенные характеристики элементов ступени».



Безлопаточный диффузор (основной участок) dzeta 3-4

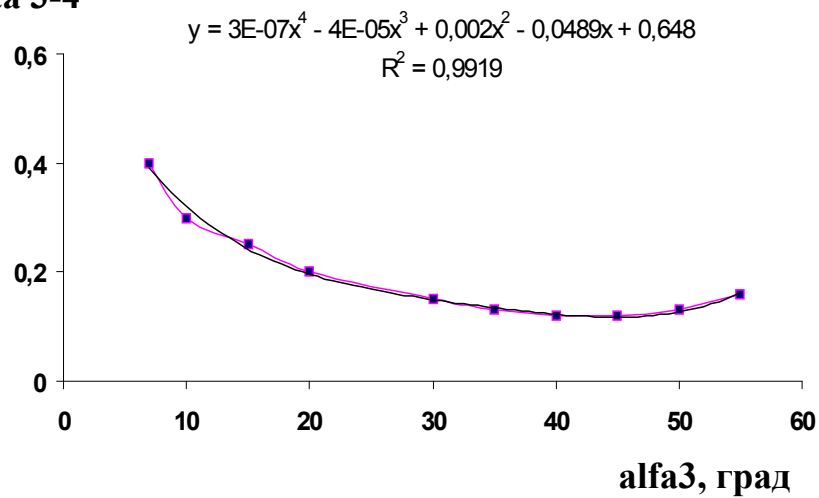


Рисунок 3 - Зависимость коэффициента потерь безлопаточного диффузора (основной участок) от значения α_3

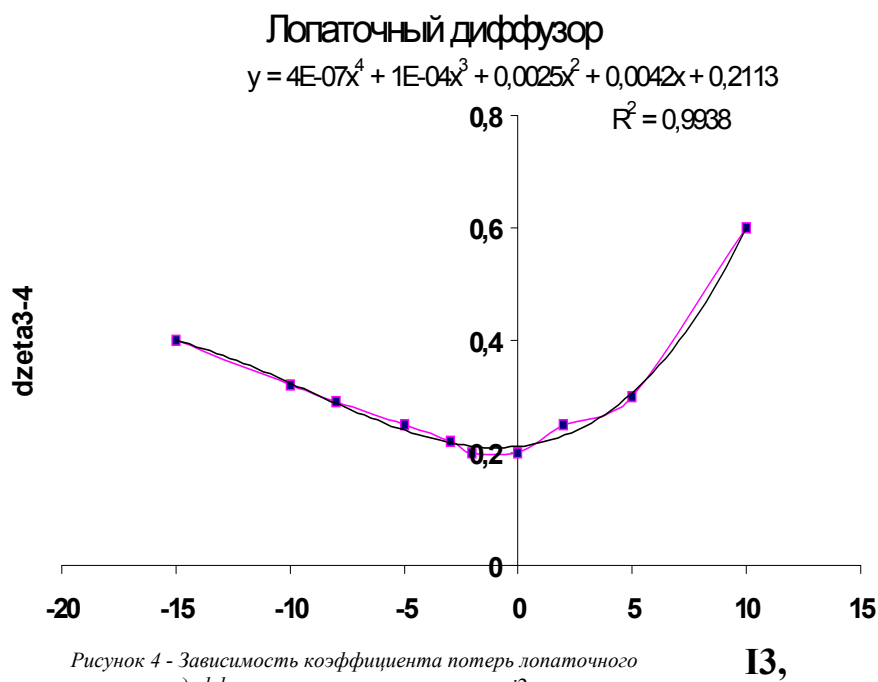


Рисунок 4 - Зависимость коэффициента потерь лопаточного диффузора от значения угла атаки i_3

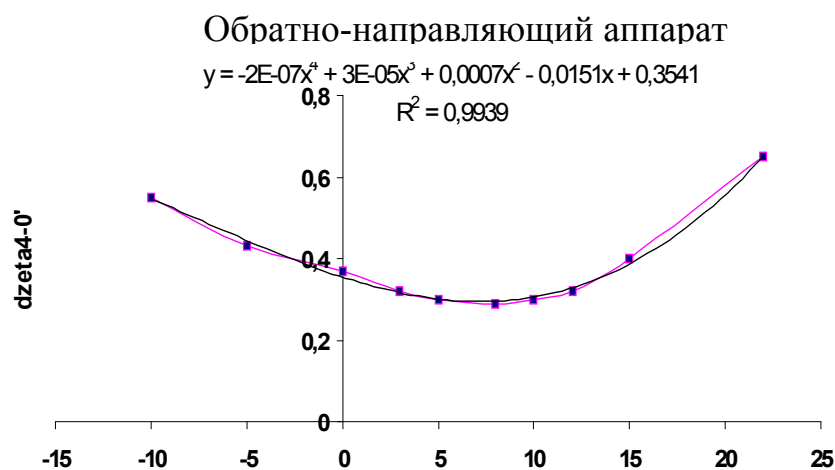


Рисунок 5 - Зависимость коэффициента потерь обратно-направляющего аппарата от значения I_5

I5,

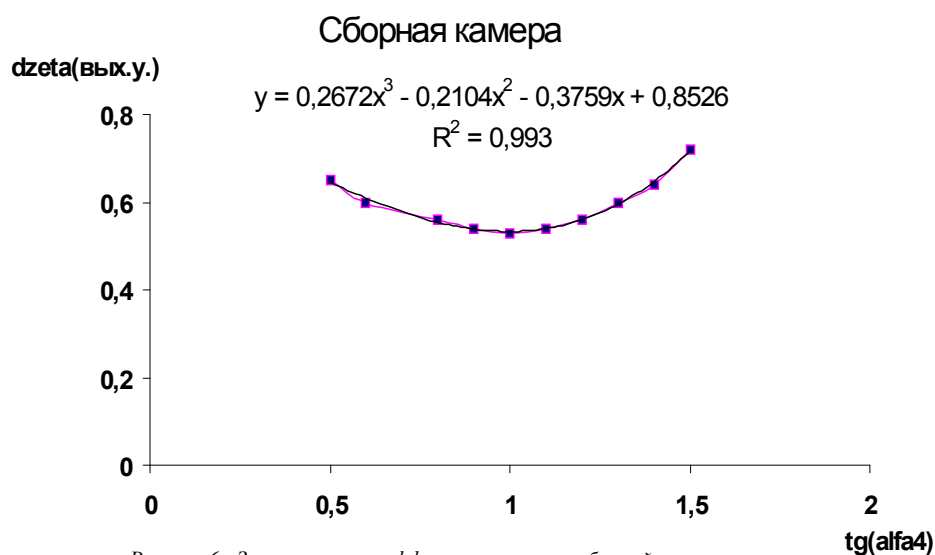


Рисунок 6 - Зависимость коэффициента потерь сборной камеры от параметра расхода $tg(\alpha_4)$

Программа написана на языке Turbo Pascal (версия 7).

Был выполнен расчет компрессора 16ГЦ2-340/60-85М, при работе на природном газе с угловой скоростью $\omega = 534$ р/с. Компрессор двухступенчатый с углом лопаток рабочего колеса $\beta_{r2} = 32^\circ$, диффузоры – лопаточные, выходное устройство – сборная камера.

Экспериментальные и расчетные характеристики компрессора представлены на рисунке 7. Можно видеть их хорошее совпадение.

Программа написана на языке Turbo Pascal (версия 7). Программа включает в себя: файл исходных данных ISX.txt.; exe - файл ; файл результатов OUT.txt.

Был выполнен расчет газодинамических характеристик компрессора 16ГЦ2-340/60-85М. Компрессор двухступенчатый, рабочие колеса имеют выходной угол $\beta_{\lambda 2} = 32^\circ$, диффузоры – лопаточные. Расчетные и экспериментальные характеристики компрессора показаны на рис.7. Можно видеть хорошее их совпадение за исключением режима работы компрессора с наибольшей производительностью.

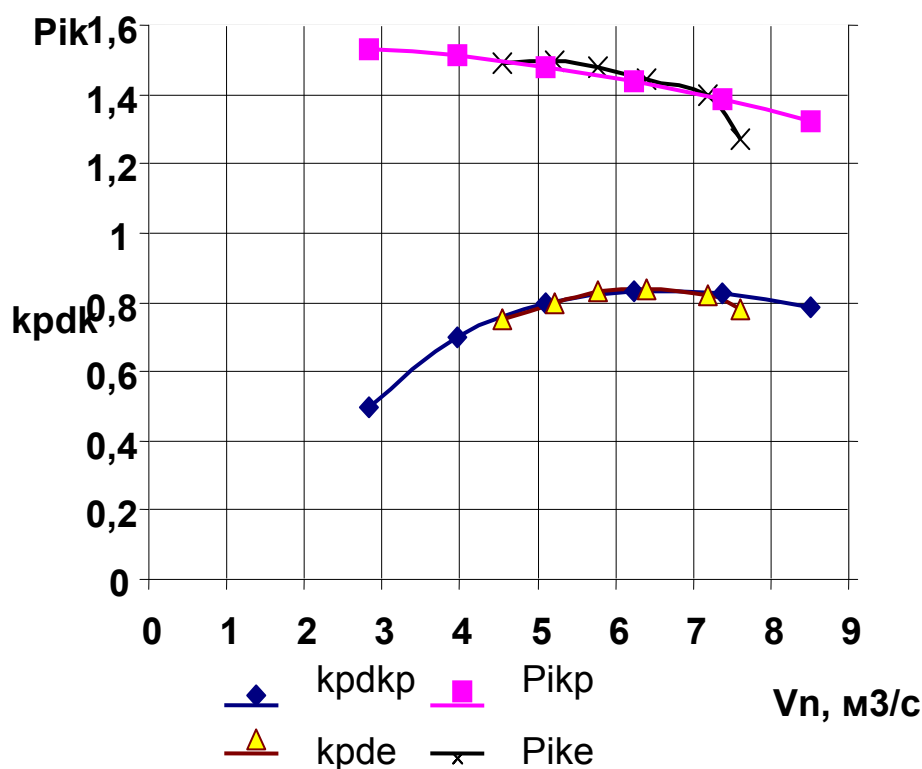


Рисунок 7 - Характеристики компрессора

Для любого расчетного режима работы компрессора по указанию пользователя предоставляется информация о работе каждого элемента ступени. Эта информация может быть использована для улучшения согласования работы отдельных элементов между собой.

По результатам расчета можно определить, что элементы проточной части компрессора 16ГЦ2-340/60-85М работают наиболее согласованно на 4-ом режиме ($\eta_{ном} = 0.83$). На рис.8 представлены данные, позволяющие определить насколько согласованы между собой режимы работы элементов ступеней компрессора, режимы работы элементов указаны. Коэффициенты потерь элементов 1-ой ступени компрессора близки к минимальным, а для элементов 2-ой ступени имеется возможность снижения значений коэффициентов потерь (увеличения к.п.д.). Для этого нужно уменьшить угол атаки на входе в рабочее колесо на $3-4^\circ$, увеличить угол потока α_2 до 20° , уменьшить угол атаки на входе в лопаточный диффузор на $4-5^\circ$. Корректировка размеров проточной части, которая обеспечивает требуемые

изменения параметров потока, может быть выполнена различными способами. Например, можно достичь этого за счет уменьшения ширины проточной части.

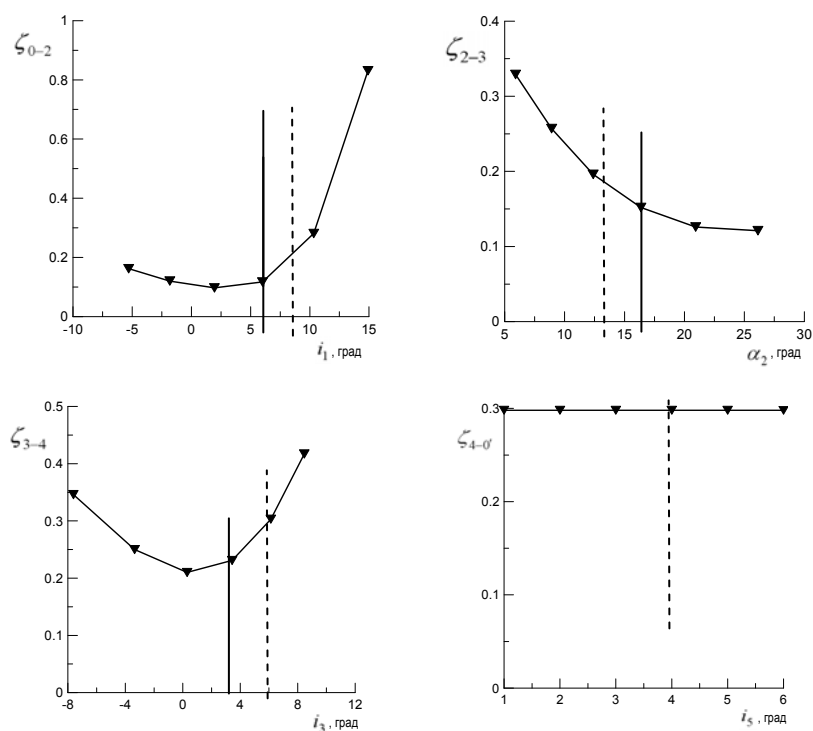


Рисунок 8 - Согласование режимов работы элементов:

— I ступень;
 - - - II ступень;

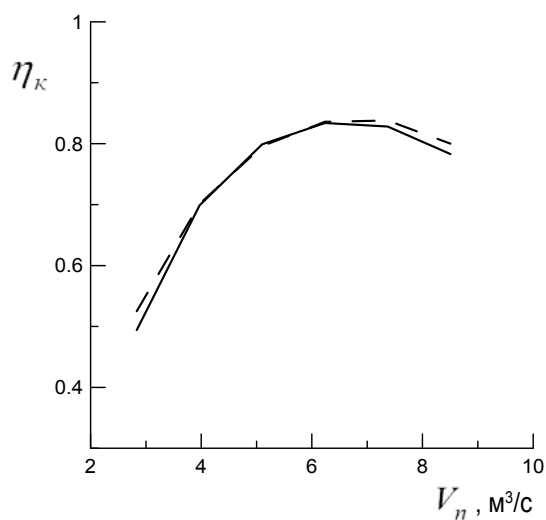


Рисунок 9 - Исходная и улучшенная характеристики компрессора

— исходная характеристика;
 - - - улучшенная характеристика;

Исходная и улучшенная характеристики компрессора показаны на рис.9.

Очевидно, что использование программного обеспечения поэлементного расчета центробежного компрессора позволяет улучшать его газодинамические характеристики, т.е. повышать экономичность.

SUMMARY

The centrifugal compressor stage generalized characteristics are presented. These characteristics are used for gas dynamic performances calculation using computer.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин. "Центробежные компрессоры": Л.- "Машиностроение" Ленинградское отделение, 1982, 271с.
- 2 В.Ф. Рис "Центробежные машины": Л.- "Машиностроение", 1964.
- 3 Г.Н. Ден. "Механика потока в центробежных компрессорах": Л.-"Машиностроение" Ленинградское отделение, 1973, 270с.
- 4 Г.Н. Ден "Проектирование проточной части центробежного компрессора": Л.- "Машиностроение" Ленинградское отделение, 1980, 232с.

УДК 621.515

ПРОЕКТИРОВАНИЕ НЕПОДВИЖНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА С УЛУЧШЕННЫМИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

*Калинкевич Н.В., канд. техн. наук, доц.; Бобров А.Н., ассист.;
Калайников А.Н., асп.*

Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина

Газодинамические характеристики элементов проточной части, в том числе лопаточных диффузоров и обратно-направляющих аппаратов, определяют газодинамическую характеристику центробежного компрессора в целом и такие экономические показатели его работы, как коэффициент полезного действия и ширина зоны экономичной работы. Улучшение газодинамической характеристики компрессора связано с увеличением хотя бы одного из этих показателей. Одним из способов улучшения характеристик центробежных компрессоров является разработка методов проектирования межлопаточных каналов диффузоров и обратно-направляющих аппаратов, которые основаны на управлении отрывом потока, в частности, на обеспечении безотрывного состояния пограничного слоя. Данный подход позволяет в принципе добиться низкого сопротивления течению газа, что подтверждено в ряде работ. Прежде всего, это работы Стрэтфорда [1,2], в которых удалось реализовать устойчивое течение в плоском предотрывном турбулентном пограничном слое с напряжением поверхностного трения близким к нулю. Затем в ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского были выполнены А. С. Гиневским и Л. А. Бычковой работы [3,4], в которых показана более высокая эффективность осесимметричных предотрывных диффузоров круглого и квадратного сечений по сравнению с обычными диффузорами с прямыми стенками. Эффективность применения данного подхода для проектирования безлопаточных диффузоров центробежных компрессоров подтверждается в работе [5]. Позитивные результаты были получены при использовании такого подхода при проектировании лопаточных диффузоров [6]. Очевидно, перспективным является также создание метода проектирования

лопаточной решетки обратно-направляющих аппаратов, основанного на управлении отрывом потока[7].

Система уравнений неразрывности и момента импульса для вязкого сжимаемого газа

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{c}) = 0, \\ \frac{d(c_u m r)}{dt} = M_z, \end{cases} \quad (1)$$

для установившегося, адиабатного, безотрывного течения газа в неподвижной лопаточной решетке после преобразований имеет вид

$$\begin{cases} \bar{m} = \lambda \cdot \varepsilon(\lambda) \cdot a_{кр} \cdot \rho_{ex}^* \cdot \sigma \cdot b \cdot (2 \cdot \pi \cdot r - \delta' \cdot z_l), \\ r_{ex} \cdot \lambda_{ex} \cdot \cos(\alpha_{ex}) - r \cdot \lambda \cdot \cos(\alpha) = \frac{b \cdot z_l}{\bar{m} \cdot a_{кр}} \cdot \int \Delta p \cdot r \cdot dr, \end{cases} \quad (2)$$

где λ – среднерасходная приведенная скорость потока;

$\varepsilon(\lambda) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$ – газодинамическая функция;

$a_{кр}$ – критическая скорость звука;

ρ_{ex}^* – плотность адиабатически заторможенного потока;

σ – коэффициент потерь полного давления;

b – ширина диффузора;

r – радиальная координата;

α – среднерасходный угол потока;

δ' – приведенная толщина лопатки в направлении нормали к средней линии, учитывающая толщину вытеснения пограничного слоя;

z_l – количество лопаток;

Δp – разность давлений на передней и задней сторонах лопатки;

$$\Delta p = p_{nep} - p_{зад} = p_{ex}^* \cdot \sigma \cdot [\pi(\lambda_{nep}) - \pi(\lambda_{зад})],$$

где $\pi(\lambda)$ – газодинамическая функция.

Для определения геометрических параметров межлопаточных каналов решается обратная задача газодинамики для задаваемого распределения скорости потока вдоль одной из поверхностей лопатки [8].

Данная система уравнений позволяет численным методом определить значения среднерасходной приведенной скорости потока λ . Необходимые для решения указанной системы уравнений данные о характере изменения давления или скорости по шагу межлопаточного канала принимаются на основе результатов экспериментальных исследований. Для выполнения расчетов необходимо задавать дополнительные условия. Например, задается форма меридионального контура диффузора или обратно-направляющего аппарата $b = f(r)$, в частности $b = const$ (рис.1), и задается $\delta_s = f(r)$.

В этом случае система уравнений (2) приводиться к трансцендентному уравнению

$$\left[\frac{A(r)}{\lambda \cdot \varepsilon(\lambda)} \right]^2 + \left[\frac{B(r)}{\lambda} \right]^2 = 1. \quad (3)$$

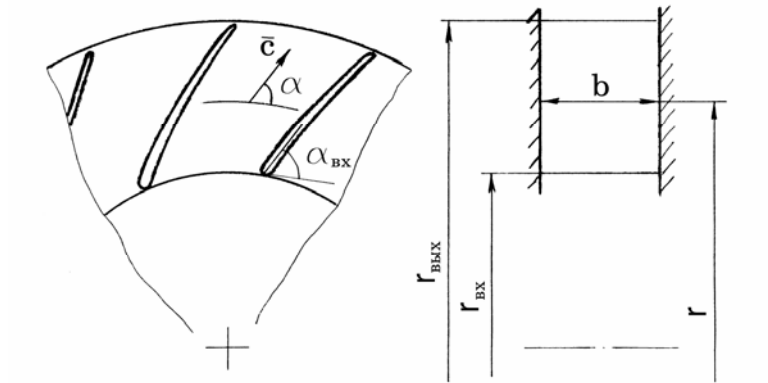


Рисунок 1 - Схема межлопаточного канала с $b = \text{const}$

В уравнении (3) $A(r) = \frac{\bar{m} \cdot R \cdot T_{\text{ex}}^*}{a_{\text{кр}} \cdot p_{\text{ex}}^* \cdot 2\pi \cdot \sigma \cdot r \cdot b \cdot \tau}$, где $\tau = 1 - \frac{(\delta_{\text{л}} - \delta_{\text{общ}}^*) \cdot z_{\text{л}}}{2\pi \cdot r \cdot \sin \alpha}$ –

коэффициент стеснения потока, а $\delta_{\text{общ}}^* = \delta_{\text{пер}}^* + \delta_{\text{зад}}^* + \delta_{\text{огр}}^*$ – суммарная толщина вытеснения по периметру межлопаточного канала,

$$B(r) = \frac{r_{\text{ex}} \cdot \lambda_{\text{ex}} \cdot \cos \alpha_{\text{ex}}}{r} - \frac{b \cdot z_{\text{л}}}{\bar{m} \cdot a_{\text{кр}} \cdot r} \cdot I(r), \text{ где } I(r) = \int_{r_{\text{ex}}}^r \Delta p \cdot r \cdot dr.$$

После вычисления $\lambda = f(r)$, находится $\alpha = f(r)$, т.е. определяется форма лопаток.

Другим вариантом дополнительных условий является задание формы средней линии лопаток, например, прямые лопатки (рис.2) [9].

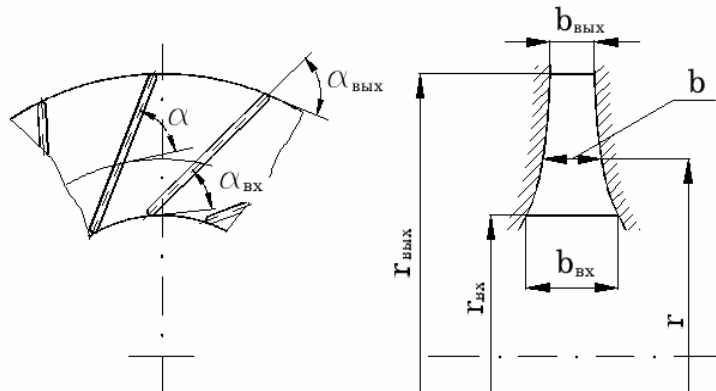


Рисунок 2 - Схема диффузора с прямыми лопатками

Для прямых лопаток $r \cdot \cos \alpha_{\text{ex}} = r_{\text{ex}} \cdot \cos \alpha_{\text{лвх}}$.

Принимая, что $\alpha \approx \alpha_l$, получим:

$$\bar{m} \cdot a_{кр} \cdot r_{ex} \cdot \cos \alpha_{l_{ex}} \cdot (\lambda_{ex} - \lambda) = b \cdot z_l \cdot \int_{ex}^i \Delta p \cdot r \cdot dr \quad (4)$$

После преобразований имеем уравнение

$$A(r) \cdot \lambda \cdot \varepsilon(\lambda) \cdot (\lambda_{ex} - \lambda) = \int_{ex}^i \Delta p \cdot r \cdot dr \quad (5)$$

где $A(r) = \frac{2k}{k+1} \cdot p_{ex}^* \cdot r_{ex} \cdot \cos \alpha_{l_{ex}} \cdot \sigma \cdot \left(2\pi \cdot r \cdot \frac{\sin \alpha_l}{z_l} - \delta' \right)$.

Ширина диффузора определяется по формуле

$$b = \frac{\bar{m}}{\lambda \cdot \varepsilon(\lambda) \cdot a_{кр} \cdot p_{ex}^* \cdot \sigma \cdot (2\pi \cdot r \cdot \sin \alpha - \delta' \cdot z_l)} \quad (6)$$

Приведенная толщина лопатки δ' в первом приближении принимается равной толщине лопатки δ_l , а затем определяется из расчета параметров пограничного слоя с учетом толщины вытеснения, например по [10].

Толщина вытеснения $\delta^* = H \cdot \delta^{**}$, где толщина потери импульса

$$\delta^{**} = 0,0.159 \cdot \text{Re}^{-0,15} \cdot \lambda^{-3,55} \cdot \left(\int_0^{\bar{l}} \lambda^4 d\bar{l} \right)^{0,85} \quad (8)$$

Неподвижные элементы ступени центробежного компрессора, которые спроектированы с помощью предлагаемых методов, обеспечивают повышение экономичности машин.

SUMMARY

The advanced design methods of nonmoving elements of centrifugal compressor are presented. These methods based on ensuring of no separation flow and separation control. Equations sets for inverse gas-dynamics problem solution are adduced for vaned diffusers and inverse guide vanes according to specified velocity distribution.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Stratford B.S. The prediction of separation of the turbulent boundary layer // J. Fluid Mech., 1959.- V. 5- P. 1-16.
2. Stratford B.S. An experimental flow with zero skin friction throughout its region of pressure rise // J. Fluid Mech. 1959.-V. 5 -P. 17-35.
3. Гиневский А.С., Бычкова Л.А. Аэродинамические характеристики плоских и осесимметричных диффузоров с предотрывным состоянием турбулентного пограничного слоя // Сб. "Тепло- и массоперенос," Т. 1 - М., 1968.
4. Бычкова Л.А. Экспериментальное исследование диффузорных каналов с предотрывным турбулентным течением // Ученые записки ЦАГИ. т. 1, №5. М., 1970.
5. Скороходова Т.Н. Расчет и исследование безотрывного диффузора центробежной компрессорной ступени.
6. Калинин Н.В., Селезнев К.П. и др. Результаты расчетного и экспериментального исследования лопаточных диффузоров, спроектированных по задаваемому распределению скоростей с учетом пограничного слоя // ЦИНТИхимнефтемаш, деп. №320, 1976. - 30 с.
7. Чжен П. Управление отрывом потока. М.: Мир, 1979. - 551 с.
8. Бобров А.Н., Калинин Н.В. О решении обратной задачи газодинамики при проектировании лопаточных диффузоров центробежных компрессоров // Вестник Национального технического университета Украины «КПИ», Машиностроение. Выпуск 36, т. 1. Киев, 1999. - С. 152-155.
9. Бобров А.Н., Калинин Н.В. О проектировании диффузоров центробежных компрессоров с прямыми лопатками // Вестник Национального технического университета Украины «КПИ», Машиностроение. Выпуск 38, т. 2. Киев, 2000. - С. 73-75.
10. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. – 712 с.

МЕТОД ОЦЕНКИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО СОВЕРШЕНСТВА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МНОГОКАСКАДНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НЕФТЯНОГО ГАЗА

*Парафейник В.П. *, канд. техн. наук; Бухолдин Ю.С. *, канд. техн. наук;
Петухов И.И. **, канд. техн. наук; Шахов Ю.В. **, Минячихин А.В. ***

**ОАО "Сумское НПО им.М.В.Фрунзе", г. Сумы, Украина;*

***Национальный аэрокосмический университет им.Н.Е.Жуковского «ХАИ»,
г.Харьков, Украина*

Оценка термодинамического совершенства рабочего процесса многоступенчатого центробежного компрессора (ЦК) с промежуточным охлаждением по данным ряда известных исследований должна осуществляться изотермным коэффициентом полезного действия (КПД). Однако, автор работы [1], проанализировав зависимость изотермного КПД ($\eta_{из}$) от газодинамических, а также эксплуатационных параметров приходит к выводу, что «... изотермный КПД ни в какой мере не является критерием энергетического совершенства охлаждаемых компрессоров...» [1, стр. 257] и предлагает ввести коэффициент эффективности охлаждаемого ЦК в форме:

$$K_{эф} = [\varepsilon^{(k-1)/(k\eta_i)} - 1] T_n / \Sigma \Delta t, \quad (1)$$

где η_i – внутренний (политропный) КПД секции сжатия, определяемый с учетом потерь в системе охлаждения;

Δt – повышение температуры в каждой секции сжатия компрессора (ССК).

Остальные обозначения общепринятые в компрессоростроении.

Существенной особенностью рабочего процесса многоступенчатого ЦК нефтяного газа (н.г.) при его молекулярной массе $\mu_r > 23$ кг/кмоль является выделение значительного количества конденсата в каждом каскаде сжатия (КСК) при его охлаждении (под каскадом в данном случае подразумевается совокупность ступени (секции) сжатия, аппарата воздушного охлаждения (АВО) и промежуточного или конечного сепаратора (С)).

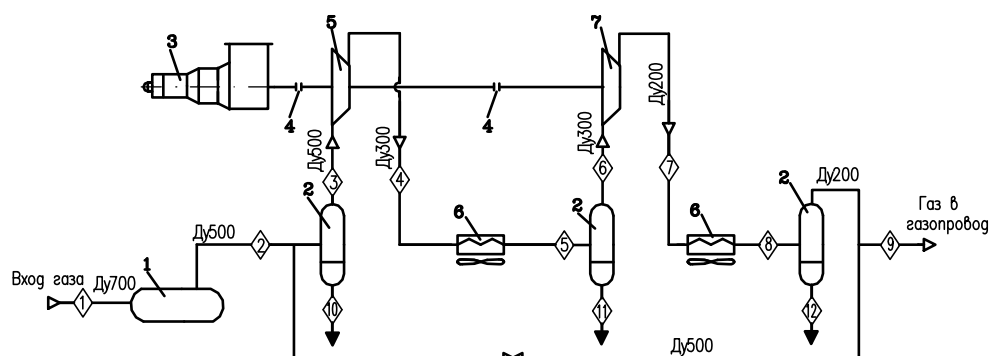
ЦК состоит из нескольких КСК (рис.1), а компрессорная установка (КУ) в целом является, по существу, энерготехнологической установкой. Для оценки термодинамического совершенства рабочего процесса компрессора в составе такой КУ зависимость типа (1), полученная на основании только первого закона термодинамики, непригодна, так как не позволяет учесть все особенности рабочего процесса компрессора н.г.

Для анализа эффективности многокаскадного ЦК целесообразно принять эксергетический метод, который, как показывает опыт исследования холодильного, теплоэнергетического и других видов технологического оборудования, является весьма универсальным методом. Основываясь на первом и втором законах термодинамики, он позволяет учесть особенности рабочего процесса многокаскадного ЦК н.г.

Методику анализа термодинамической эффективности многокаскадного ЦК рассмотрим применительно к КУ н.г. КС «Анастасьевка» (рис.1).

Для составления эксергетического баланса 2-х каскадного ЦК н.г. и получения на его основе зависимости для определения эксергетического КПД, воспользуемся структурной схемой, показанной на рис.2, где представлены основные потоки эксергии на входе и выходе первого и второго КСК.

На рис.2 приняты следующие обозначения индексов: ' – вход в систему; " – выход из системы; кг – компримируемый газ; ст – свободная турбина; э – электроэнергия; Q – поток теплоты (диссипируемый); ГК – газовый конденсат; в – воздух (окружающей среды); н – необратимые потери (диссипируемые).



Параметр	Точки контура											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Производительность, млн.ст.м ³ /сут	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	-	-	-
Молекулярная масса, кг/моль	23,3	23,3	23,3	23,3	23,3	23,3	23,3	23,3	23,3	-	-	-
Температура, К	283	283	283	384	313	313	408,5	303	303	-	-	-
Давление, МПа	0,39	0,39	0,34	1,13	0,93	0,93	2,55	2,45	2,45	-	-	-
Плотность, кг/м ³	3,6	3,6	3,1	7,62	7,8	7,8	16,3	22,2	22,2	-	-	-
Плотность при ст.у., кг/м ³	0,885	0,885	0,885	0,885	0,885	0,885	0,885	0,885	0,885	-	-	-
Вязкость, Па.с x 10 ⁶	10	10	10	13	11	11	14	11,5	11,5	-	-	-
Водяной конденсат, кг/ч	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	50,6
Углеводородный конденсат, кг/ч	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Влагосодержание, г/м ³	2,5	2,5	2,9	102,7	6,4	6,4	97	1,5	1,5	-	-	-
Температура гидратообразования, К	270	270	269,7	277,7	276	276	284	283	283	-	-	-

Рисунок 1 - Принципиальная схема и расчетные параметры технологического контура компрессорной установки сбора и транспорта нефтяного газа мощностью 6,3 МВт в составе КС "Анастасьевка" для газлифта нефти: 1 - сепаратор входной; 2 – сепаратор тонкой очистки; 3 – ГТД Д-336-1; 4 – муфта соединительная; 5 – корпус низкого давления ГЦ1-285/3,5-10,7; 6- АВО1, АВО2; 7 – корпус высокого давления ГЦ1-105/10-26

Следует отметить, что представленная на рис.2 структуризация ЦК н.г. удобна при анализе многокорпусных (многосекционных) ЦК, что характерно для КУ н.г., имеющих значительную величину отношения давлений, достигающих значений $\pi_k=20\div 25$ и выше. При формировании аналитического выражения для определения эксергетического КПД ЦК используется известный подход [2], на основе которого

$$\eta_{ex}^{ЦК} = \frac{\sum E_j'' - \sum E_{tr_j}}{\sum E_j' - \sum E_{tr_j}}, \quad (2)$$

где $\sum E'_j$ - сумма потоков эксергии на входе в систему;

$\sum E''_j$ - сумма потоков эксергии на выходе из системы;

$\sum E_{tr_j}$ - поток транзитной эксергии.

В качестве потока транзитной эксергии в ЦК н.г. принимается эксергия $\sum E'_{КГ_{ЦК}}$, т.е. эксергия потока компримируемого н.г. по условиям на входе в компрессор.

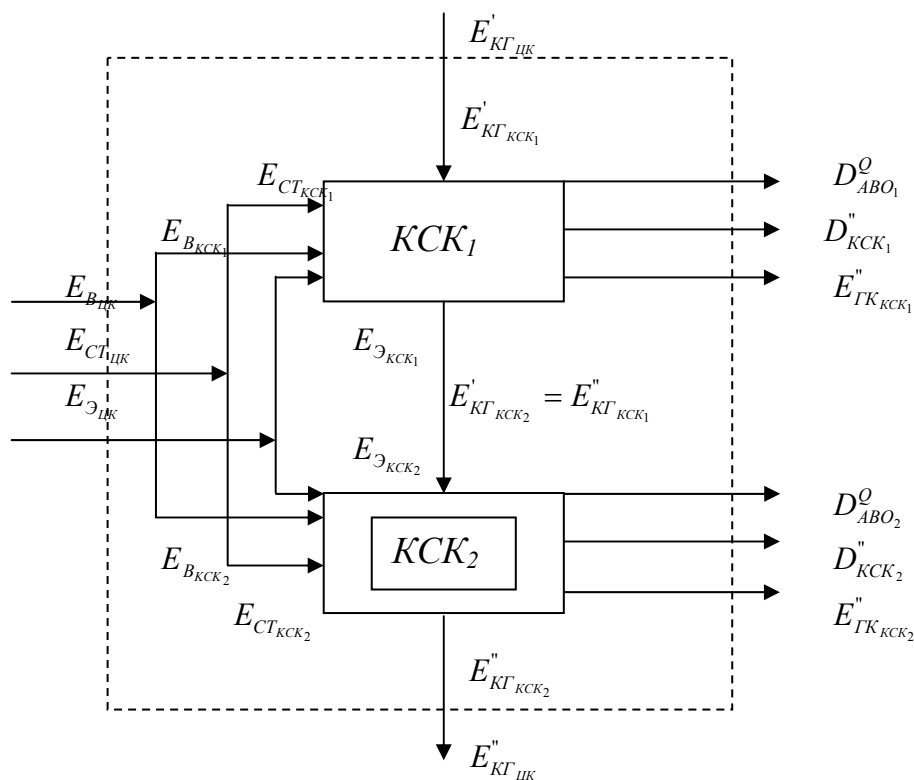


Рисунок 2 - Схема эксергетического баланса двухкаскадного ЦК нефтяного газа

На вход в анализируемую систему подаются следующие потоки эксергии (рис.2):

$E'_{КГ_{ЦК}}$ – поток эксергии компримируемого газа на входе в ЦК;

$E_{СТ_{ЦК}}$ и $E_{Э_{ЦК}}$ – потоки эксергии, подводимые в виде механической мощности свободной турбины двигателя и электрической мощности на привод электрических агрегатов (маслонасосы, вентиляторы и т.д.);

$E_{B_{ЦК}}$ – эксергия потока воздуха, обеспечивающего охлаждение масла и газа в процессе компримирования (равняется нулю, т.к. нагретый воздух рассеивается в окружающей среде).

На выходе из анализируемой системы имеем следующие потоки эксергии (рис. 2):

$E''_{КГ_{ЦК}}$ – поток эксергии компримируемого газа на выходе из ЦК;

$E''_{ГК_{КСК1,2}}$ – потоки эксергии конденсата, отбираемого из кубовых емкостей сепараторов в первом и втором КСК;

D^Q , D^H – диссипативные потери в виде рассеянной теплоты и необратимых потерь в КСК₁ и КСК₂, сопровождающие рабочие процессы в ступенях компрессора, АВО и сепараторах.

В общем виде эксергетический КПД ЦК можно представить как:

$$\eta_{ex}^{ЦК} = \frac{E_{КГ_{ЦК}}'' + E_{ГК_{ЦК}}'' - E_{КГ_{ЦК}}'}{E_{СТ_{ЦК}} + E_{\mathcal{O}_{ЦК}}}, \quad (3)$$

Имея в виду, что анализируемый ЦК состоит из двух каскадов сжатия, осуществим преобразование уравнения (3) с учетом возможности получения конденсата в каждом каскаде, а также с учетом того, что

$$E_{КГ_{КСК_2}}'' = E_{КГ_{ЦК}}''; E_{КГ_{КСК_2}}' = E_{КГ_{КСК_1}}''; E_{КГ_{КСК_1}}' = E_{КГ_{ЦК}}'$$

$$\begin{aligned} \eta_{ex}^{ЦК} &= \frac{E_{КГ_{ЦК}}'' + \sum_{j=1}^2 E_{ГК_{КСК_j}}'' - E_{КГ_{ЦК}}'}{\sum_{j=1}^2 E_{СТ_{КСК_j}} + \sum_{j=1}^2 E_{\mathcal{O}_{КСК_j}}} = \\ &= \frac{[E_{КГ_{ЦК}}'' + E_{ГК_{КСК_2}}'' - E_{КГ_{КСК_2}}'] + [E_{КГ_{КСК_1}}'' + E_{ГК_{КСК_1}}'' - E_{КГ_{ЦК}}']}{\sum_{j=1}^2 E_{СТ_{КСК_j}} + \sum_{j=1}^2 E_{\mathcal{O}_{КСК_j}}}. \\ \eta_{ex}^{ЦК} &= \frac{E_{КГ_{КСК_2}}'' + E_{ГК_{КСК_2}}'' - E_{КГ_{КСК_2}}'}{\sum_{j=1}^2 E_{СТ_{КСК_j}} + \sum_{j=1}^2 E_{\mathcal{O}_{КСК_j}}} + \frac{E_{КГ_{КСК_1}}'' + E_{ГК_{КСК_1}}'' - E_{КГ_{ЦК}}'}{\sum_{j=1}^2 E_{СТ_{КСК_j}} + \sum_{j=1}^2 E_{\mathcal{O}_{КСК_j}}} = \\ &= \frac{E_{КГ_{КСК_2}}'' + E_{ГК_{КСК_2}}'' - E_{КГ_{КСК_2}}'}{\sum_{j=1}^2 E_{СТ_{КСК_j}} + \sum_{j=1}^2 E_{\mathcal{O}_{КСК_j}}} \cdot \frac{E_{СТ_{КСК_2}} + E_{\mathcal{O}_{КСК_2}}}{E_{СТ_{КСК_2}} + E_{\mathcal{O}_{КСК_2}}} + \\ &+ \frac{E_{КГ_{КСК_1}}'' + E_{ГК_{КСК_1}}'' - E_{КГ_{КСК_1}}'}{\sum_{j=1}^2 E_{СТ_{КСК_j}} + \sum_{j=1}^2 E_{\mathcal{O}_{КСК_j}}} \cdot \frac{E_{СТ_{КСК_1}} + E_{\mathcal{O}_{КСК_1}}}{E_{СТ_{КСК_1}} + E_{\mathcal{O}_{КСК_1}}} = \\ &= \frac{E_{КГ_{КСК_2}}'' + E_{ГК_{КСК_2}}'' - E_{КГ_{КСК_2}}'}{E_{СТ_{КСК_2}} + E_{\mathcal{O}_{КСК_2}}} \cdot \frac{E_{СТ_{КСК_2}} + E_{\mathcal{O}_{КСК_2}}}{\sum_{j=1}^2 E_{СТ_{КСК_j}} + \sum_{j=1}^2 E_{\mathcal{O}_{КСК_j}}} + \\ &+ \frac{E_{КГ_{КСК_1}}'' + E_{ГК_{КСК_1}}'' - E_{КГ_{КСК_1}}'}{E_{СТ_{КСК_1}} + E_{\mathcal{O}_{КСК_1}}} \cdot \frac{E_{СТ_{КСК_1}} + E_{\mathcal{O}_{КСК_1}}}{\sum_{j=1}^2 E_{СТ_{КСК_j}} + \sum_{j=1}^2 E_{\mathcal{O}_{КСК_j}}}. \end{aligned}$$

Очевидно, что соотношения вида $\frac{E_{КГ_{КСК_j}}'' + E_{ГК_{КСК_j}}'' - E_{КГ_{КСК_j}}'}{E_{СТ_{КСК_j}} + E_{\mathcal{O}_{КСК_j}}}$ соответствуют

величине $\eta_{ex}^{КСК_j}$, т.е. эксергетическому КПД соответствующего каскада, а величину

соотношения $\frac{E_{CT_{KCK_j}} + E_{\mathcal{E}_{KCK_j}}}{\sum_{j=1}^2 E_{CT_{KCK_j}} + \sum_{j=1}^2 E_{\mathcal{E}_{KCK_j}}}$ следует определить как долю располагаемой

эксергии λ_{KCK_j} на входе в каскад сжатия.

Тогда выражение для КПД анализируемого компрессора приобретает вид

$$\eta_{ex}^{CK} = \sum_{j=1}^2 \eta_{ex}^{KCK_j} \cdot \lambda_{KCK_j} . \quad (4)$$

Дальнейший методический анализ сводится к определению величины эксергетического КПД отдельного каскада сжатия, что требует анализа его эксергетического баланса, структурно представленного на рис. 3.

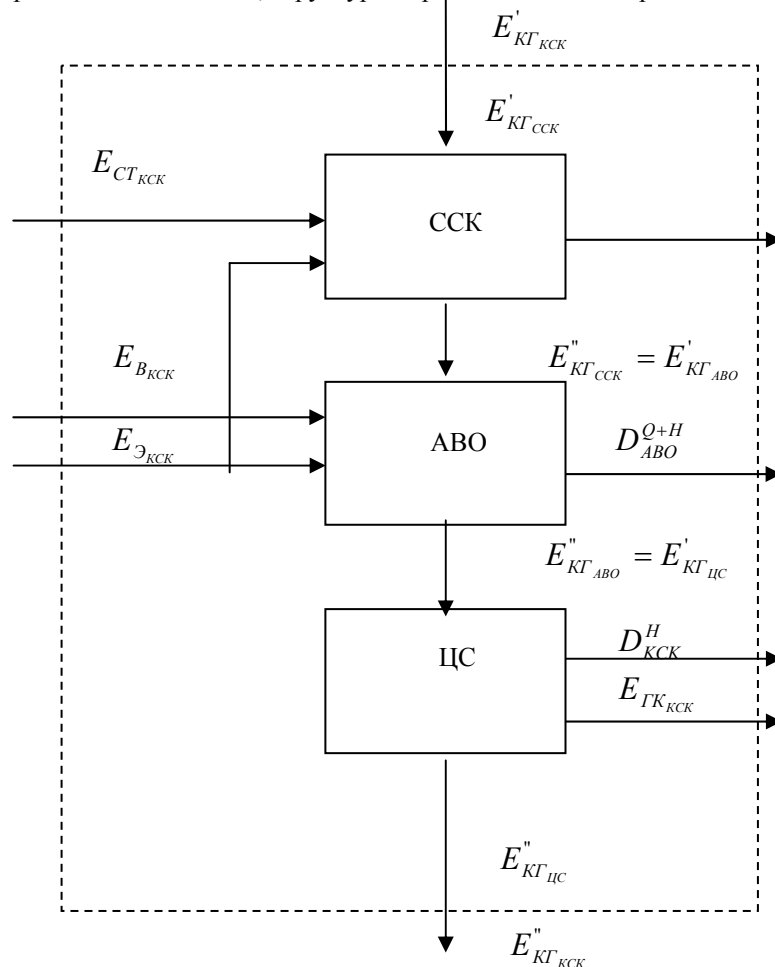


Рисунок 3 - Схема эксергетического баланса КСК нефтяного газа

В общем виде эксергетический КПД КСК, исходя из данных рис. 3, может быть представлен как

$$\eta_{ex}^{KCK_j} = \frac{E_{KG_{KCK_j}}'' + E_{GK_{KCK_j}}'' - E_{KG_{KCK_j}}'}{E_{CT_{KCK_j}} + E_{\mathcal{E}_{KCK_j}}} = \frac{E_{KG_{KCK_j}}'' + E_{GK_{KCK_j}}'' - E_{KG_{KCK_j}}'}{E_{CT_{KCK_j}} + E_{\mathcal{E}_{KCK_j}}} \times$$

$$\times \frac{E_{(KG+GK)_{ЦС_j}}' - E_{KG_{KCK_j}}'}{E_{(KG+GK)_{ЦС_j}}' - E_{KG_{KCK_j}}'} = \frac{E_{KG_{KCK_j}}'' + E_{GK_{KCK_j}}'' - E_{KG_{KCK_j}}'}{E_{(KG+GK)_{ЦС_j}}' - E_{KG_{KCK_j}}'} \cdot \frac{E_{(KG+GK)_{ЦС_j}}' - E_{KG_{KCK_j}}'}{E_{CT_{KCK_j}} + E_{\mathcal{E}_{KCK_j}}} =$$

$$= \sigma_{ex}^{ЦС_j} \cdot \frac{E_{KG+GK_{ЦС_j}}' - E_{KG_{KCK_j}}'}{E_{CT_{KCK_j}} + E_{\mathcal{E}_{KCK_j}}},$$

(5)

где $\sigma_{ex}^{ЦС_j} = \frac{E_{KG_{KCK_j}}'' + E_{GK_{KCK_j}}'' - E_{KG_{KCK_j}}'}{E_{(KG+GK)_{ЦС_j}}' - E_{KG_{KCK_j}}'} = \frac{E_{KG_{ЦС_j}}'' + E_{GK_{ЦС_j}}'' - E_{KG_{KCK_j}}'}{E_{(KG+GK)_{ЦС_j}}' - E_{KG_{KCK_j}}'}$ - коэффициент

преобразования потоков эксергии в ЦС.

Введем следующие обозначения для ряда соотношений, которые будут использованы для преобразования выражения (5):

$$\eta_{ex}^{CCK_j} = \frac{E_{KG_{CCK_j}}'' - E_{KG_{CCK_j}}'}{E_{CT_{CCK_j}}} = \frac{E_{KG_{ABO_j}}' - E_{KG_{KCK_j}}'}{E_{CT_{CCK_j}}} - \text{ эксергетический КПД ССК};$$

$$\sigma_{ex}^{ABO_j} = \frac{E_{(KG+GK)_{ABO_j}}'' - E_{KG_{KCK_j}}'}{E_{KG_{ABO_j}}' + E_{\mathcal{E}_{ABO_j}} - E_{KG_{KCK_j}}'} = \frac{E_{(KG+GK)_{ЦС_j}}' - E_{KG_{KCK_j}}'}{E_{KG_{ABO_j}}' + E_{\mathcal{E}_{KCK_j}} - E_{KG_{KCK_j}}'} - \text{ коэффициент}$$

преобразования потоков эксергии в АВО.

Это соотношение имеет, строго говоря, приближенный характер, так как величины $E_{\mathcal{E}_{ABO_j}}$ и $E_{\mathcal{E}_{KCK_j}}$ могут не совпадать при наличии в составе ЦК (КСК)

автономных электронасосов и вентиляторов различного назначения, которые для анализируемого ЦК имеют сравнительно небольшую величину.

$$\lambda_{ABO_j} = \frac{E_{\mathcal{E}_{KCK_j}}}{E_{CT_{KCK_j}} + E_{\mathcal{E}_{KCK_j}}}, \text{ а также } \lambda_{CCK_j} = \frac{E_{CT_{KCK_j}}}{E_{CT_{KCK_j}} + E_{\mathcal{E}_{KCK_j}}} - \text{ доли затрат располагаемой}$$

эксергии для АВО и ССК, соответственно.

Осуществим преобразование выражения (5):

$$\eta_{ex}^{KCK_j} = \sigma_{ex}^{ЦС_j} \cdot \frac{E_{(KG+GK)_{ЦС_j}}' - E_{KG_{KCK_j}}'}{E_{CT_{KCK_j}} + E_{\mathcal{E}_{KCK_j}}} \cdot \frac{E_{KG_{ABO_j}}' + E_{\mathcal{E}_{KCK_j}} - E_{KG_{KCK_j}}'}{E_{KG_{ABO_j}}' + E_{\mathcal{E}_{KCK_j}} - E_{KG_{KCK_j}}'} =$$

$$= \sigma_{ex}^{ЦС_j} \cdot \frac{E_{(KG+GK)_{ЦС_j}}' - E_{KG_{KCK_j}}'}{E_{KG_{ABO_j}}' + E_{\mathcal{E}_{KCK_j}} - E_{KG_{KCK_j}}'} \cdot \frac{E_{KG_{ABO_j}}' + E_{\mathcal{E}_{KCK_j}} - E_{KG_{KCK_j}}'}{E_{CT_{KCK_j}} + E_{\mathcal{E}_{KCK_j}}}.$$

(6)

Первый множитель выражения (6), как видно из вышеприведенных соотношений, соответствует $\sigma_{ex}^{ABO_j}$. Выделив его, проведем дальнейшие преобразования выражения (6):

$$\begin{aligned}
\eta_{ex}^{KCK_j} &= \sigma_{ex}^{IC_j} \cdot \sigma_{ex}^{ABO_j} \cdot \left(\frac{E_{\Theta_{KCK_j}}}{E_{CT_{KCK_j}} + E_{\Theta_{KCK_j}}} + \frac{E'_{K\Gamma_{ABO_j}} - E'_{K\Gamma_{KCK_j}}}{E_{CT_{KCK_j}} + E_{\Theta_{KCK_j}}} \right) = \\
&= \sigma_{ex}^{IC_j} \cdot \sigma_{ex}^{ABO_j} \cdot \left(\frac{E_{\Theta_{KCK_j}}}{E_{CT_{KCK_j}} + E_{\Theta_{KCK_j}}} + \frac{E'_{K\Gamma_{ABO_j}} - E'_{K\Gamma_{KCK_j}}}{E_{CT_{KCK_j}} + E_{\Theta_{KCK_j}}} \cdot \frac{E_{CT_{KCK_j}}}{E_{CT_{KCK_j}}} \right) = \\
&= \sigma_{ex}^{IC_j} \cdot \sigma_{ex}^{ABO_j} \cdot \left(\frac{E_{\Theta_{KCK_j}}}{E_{CT_{KCK_j}} + E_{\Theta_{KCK_j}}} + \frac{E'_{K\Gamma_{ABO_j}} - E'_{K\Gamma_{KCK_j}}}{E_{CT_{KCK_j}}} \cdot \frac{E_{CT_{KCK_j}}}{E_{CT_{KCK_j}} + E_{\Theta_{KCK_j}}} \right).
\end{aligned}$$

Анализ полученного выражения с учетом приведенных выше соотношений для $\eta_{ex}^{CCK_j}$, λ_{ABO_j} и λ_{CCK_j} позволяет получить выражение для $\eta_{ex}^{KCK_j}$ в виде:

$$\eta_{ex}^{KCK_j} = \sigma_{ex}^{IC_j} \cdot \sigma_{ex}^{ABO_j} \cdot \left(\eta_{ex}^{CCK_j} \cdot \lambda_{CCK_j} + \lambda_{ABO_j} \right). \quad (7)$$

Таким образом, эксергетический КПД двухкаскадного ЦК с учетом (4) выражается следующей зависимостью:

$$\eta_{ex}^{ИК} = \sum_{j=1}^2 \left[\sigma_{ex}^{IC_j} \cdot \sigma_{ex}^{ABO_j} \left(\eta_{ex}^{CCK_j} \cdot \lambda_{CCK_j} + \lambda_{ABO_j} \right) \right] \cdot \lambda_{KCK_j}. \quad (8)$$

Оценка термодинамической эффективности ЦК н.г. в составе КУ сбора и транспорта н.г. КС «Анастасьевка» осуществляется в постановке прямой задачи термодинамики, т.е. принимается, что параметры в проточной части 2-х каскадного ЦК известны и на расчетном режиме должны соответствовать параметрам в узловых точках технологического контура (см. таблицу на рис.1). В качестве исходных данных принимаются: состав н.г. (% объемные): He-2,04; N₂-3,32; CH₄-73,51; CO₂-1,94; C₂H₆-12,16; C₃H₈-6,47; iC₄H₁₀-0,58; nC₄H₁₀-1,37; iC₅H₁₂-0,28; nC₅H₁₂-0,25; C₆H₁₄-0,08; безразмерные газодинамические характеристики $\psi_n = f(\Phi_0)$ и $\eta_n = f(\Phi_0)$ отдельных корпусов (секций) сжатия, т.е. ступеней сжатия низкого (ГЦ1-285/3,5-1,07) и высокого (ГЦ1-105/10-26) давления в составе ЦК; геометрические характеристики АВО и характеристики их вентиляторов.

Вычисление величины потока эксергии в соответствии со схемами эксергетических балансов, представленных на рис.2 и 3, осуществлялось с использованием уравнения [2]:

$$E = G \cdot e = G \left[(i_j - i_0) - T_0 (S_j - S_0) \right],$$

где G – массовый расход газа;

e – удельная эксергия при текущих параметрах газа в узловых сечениях контура;

T_0 , i_0 , S_0 – температура, энтальпия и энтропия газа при параметрах окружающей среды;

T_j , i_j , S_j – температура, энтальпия и энтропия при текущих значениях параметров в соответствующих сечениях технологического контура.

Термодинамические свойства рабочих сред при выполнении расчетов определялись с использованием программы Института газа НАНУ. Пересчет безразмерных газодинамических характеристик в размерные в процессе расчетного анализа выполнялся с использованием расчетных программ ОАО "Сумское НПО им.М.В. Фрунзе", а эксергетический анализ выполнен с применением специального программно-вычислительного комплекса, созданного специалистами кафедры

аэрокосмической теплотехники Национального аэрокосмического университета им.Н.Е. Жуковского (ХАИ) и ОАО "Сумское НПО им. М.В. Фрунзе". При этом использовалась также специально созданная расчетная программа для расчета режимов работы АВО.

Расчеты по определению η_{ex}^{CCK} , η_{ex}^{KCK} и $\eta_{ex}^{ЦК}$ осуществлялись для двух вариантов режимов работы ЦК, исходя из условия постоянства значения давления на выходе из установки $P_k=2,6$ МПа, а также из условия $P_k=const$ и $T_k=const$. Результаты расчетов представлены в таблицах 1, 2, а также на рис.4, 5.

Как видно из таблиц 1, 2 для каждого каскада сжатия осуществлялся поэлементный анализ термодинамической эффективности. При этом для АВО в качестве показателя эффективности принят коэффициент преобразования эксергии $\sigma_{ex}^{ABO_j}$, так как в теплообменном аппарате не происходит преобразование одного вида энергии в другой, а только отвод теплоты с целью понижения температуры компримируемого газа. Величина коэффициента преобразования эксергии в сепараторе $\sigma_{ex}^{ЦС_j}$, согласно ранее выполненным исследованиям [4], близка к единице, так как рабочий процесс в сепараторе близок к изотермическому, а изменение величины потоков эксергии на входе и выходе из сепаратора определяется величиной гидравлических потерь. В указанном диапазоне расходов их изменение незначительно, а работа каскадов сжатия в составе анализируемого ЦК не сопровождалась конденсатообразованием. В связи с этим влияние сепараторов на работу КСК не учитывалось.

Таблица 1 - Термодинамические характеристики двухкаскадного ЦК сбора и транспорта нефтяного газа при условии $P=const$
($\mu=23,3$ кг/кмоль; $T_{o.c.}=288K$; $T_{KT}=293K$; $P_k=2,6$ МПа)

п, об/мин	G _{кГ} , кг/с	N _{ст} , МВт	$\eta_n^{CCK_1}$	$\eta_{ex}^{CCK_1}$	$\sigma_{ex}^{ABO_1}$	$\eta_{ex}^{KCK_1}$	$\eta_n^{CCK_2}$	$\eta_{ex}^{CCK_2}$	$\sigma_{ex}^{ABO_2}$	$\eta_{ex}^{KCK_2}$	T _к	$\eta_{ex}^{ЦК}$
7400	11,57	3,968	0,784	0,828	0,700	0,583	0,721	0,792	0,658	0,524	315,5	0,554
7600	13,52	4,667	0,805	0,843	0,695	0,588	0,737	0,807	0,650	0,527	322,1	0,558
7800	15,09	5,289	0,815	0,851	0,688	0,587	0,742	0,813	0,641	0,524	327,6	0,556
8000	16,38	5,856	0,820	0,855	0,682	0,585	0,739	0,814	0,634	0,518	333,1	0,552
8200	17,51	6,403	0,82	0,856	0,674	0,578	0,731	0,811	0,627	0,510	337,2	0,545
8400	18,50	6,938	0,817	0,855	0,668	0,573	0,719	0,807	0,618	0,500	341,9	0,537

Таблица 2 - Термодинамические характеристики двухкаскадного ЦК сбора и транспорта нефтяного газа при условии $P=const$; $T_k=const$
($\mu=23,3$ кг/кмоль; $T_{o.c.}=288K$; $T_{KT}=293K$; $P_k=2,6$ МПа; $T_k=322,8K$)

п, об/мин	G _{кГ} , кг/с	N _{ст} , МВт	$\eta_n^{CCK_1}$	$\eta_{ex}^{CCK_1}$	$\sigma_{ex}^{ABO_1}$	$\eta_{ex}^{KCK_1}$	$\eta_n^{CCK_2}$	$\eta_{ex}^{CCK_2}$	$\sigma_{ex}^{ABO_2}$	$\eta_{ex}^{KCK_2}$	$\eta_{ex}^{ЦК}$
7600	13,83	4,737	0,808	0,845	0,694	0,587	0,739	0,805	0,687	0,553	0,571
7800	15,354	5,34	0,817	0,852	0,684	0,583	0,742	0,810	0,664	0,539	0,562
7900	16,004	5,62	0,819	0,854	0,680	0,581	0,741	0,810	0,653	0,530	0,556
8000	16,600	5,89	0,82	0,855	0,676	0,578	0,738	0,810	0,643	0,522	0,550
8100	17,188	6,166	0,82	0,856	0,67	0,573	0,734	0,808	0,637	0,515	0,545
8200	17,707	6,431	0,819	0,855	0,66	0,570	0,728	0,806	0,626	0,506	0,538
8300	18,200	6,695	0,818	0,854	0,66	0,566	0,723	0,803	0,616	0,496	0,531

8400	18,670	6,96	0,815	0,853	0,659	0,562	0,716	0,801	0,605	0,486	0,524
------	--------	------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

Как известно, величина удельной эксергии в процессе компримирования газа определяется уровнем давлений и температур [2]. В связи с этим в таблице 1 и на рис. 4 представлены термодинамические характеристики ЦК, полученные при условии $P_k = \text{const}$. Как видно из таблицы, величина η_{ex}^{CCK} выше соответствующих значений $\eta_{пол}^{CCK}$. Это обусловлено тем, что при определении эксергетического КПД учитывается эксергия теплоты, образующейся за счет диссипации энергии в ступени [5].

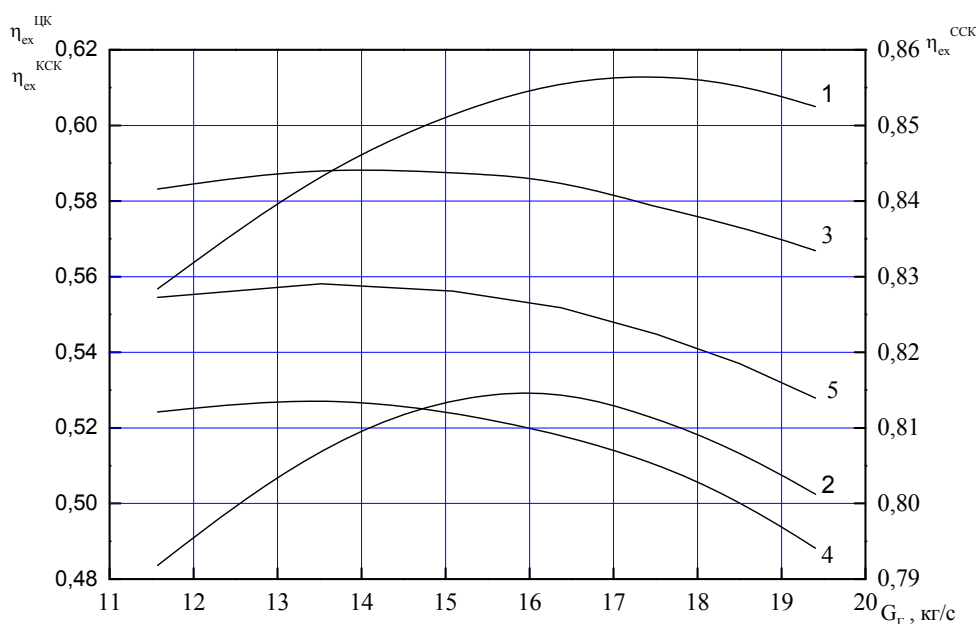


Рисунок 4 - Эксергетические КПД в элементах двухкаскадного ЦК: 1 – корпус низкого давления ГЦИ-285/3,5-10,7; 2 – корпус высокого давления ГЦИ-105/10-26; 3 – первый каскад; 4 – второй каскад; 5 – интегральный КПД двухкаскадного ЦК

Характер влияния АВО на термодинамические характеристики первого (кривая 3, рис. 4) и второго (кривая 4, рис. 4) каскадов сжатия аналогичный, но для первого каскада влияние АВО существенно выше (почти в 3 раза, если судить по изменению η_{ex}^{KCK} на оптимальном режиме). Это обусловлено влиянием гидравлических потерь в первом каскаде при одинаковой геометрии АВО1 и АВО2. В результате при сравнительно высоких значениях $\eta_{ex}^{CCK_1}$ (выше 0,85) и $\eta_{ex}^{CCK_2}$ (выше 0,81) из-за несогласованности характеристик секций сжатия компрессора и АВО величина суммарного эксергетического КПД двухкаскадного ЦК снижается до 0,56 при расходе газа 13-15 кг/с (рис.4).

Для иллюстрации возможностей предложенного метода анализа термодинамической эффективности ЦК и КУ в целом был осуществлен расчет режимов работы ЦК при условии $P_k = \text{const}$ ($P_k = 2,6$ МПа) и $T_k = \text{const}$ ($T_k = 323$ К) (таблица 5). При этом было сделано допущение, что значение $T_k = \text{const}$ обеспечивается регулированием расхода воздуха в АВО2. Гибкость и универсальность математической модели, использованной при создании используемого программно-вычислительного комплекса, предоставляет широкие

возможности по анализу термодинамических характеристик КУ, создаваемых на основе ЦК и газотурбинных двигателей (ГТД) различного типа [6].

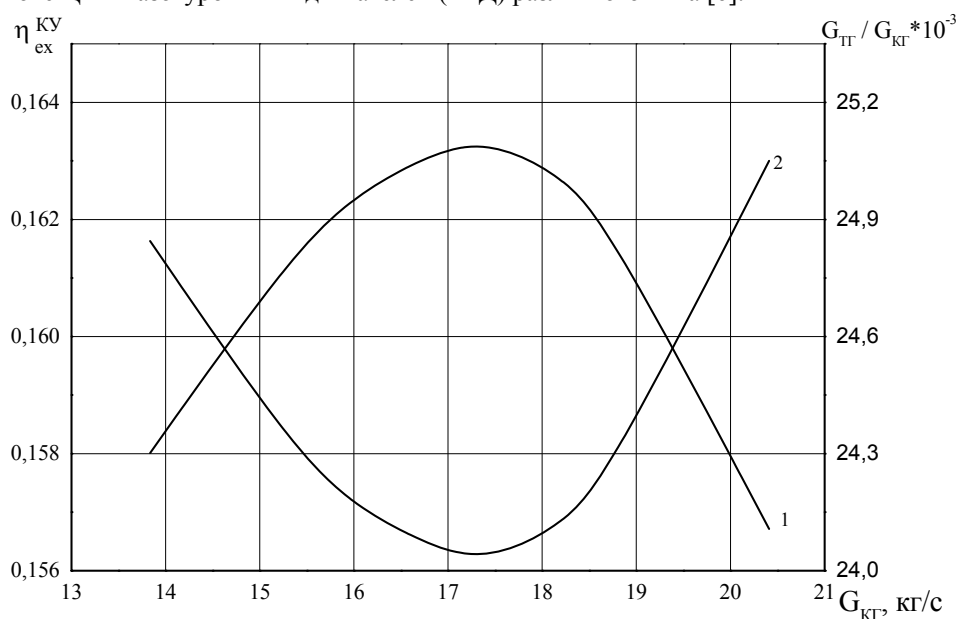


Рисунок 5 - Зависимость эксергетического КПД и относительного расхода топлива компрессорной установки на базе агрегата ТКА-Ц-6,3А от массовой производительности компрессора:
1 – эксергетический КПД; 2 – относительный расход топлива

С использованием данных таблицы 5 был осуществлен расчет эффективности работы установки сбора и транспорта н.г., созданной на основе агрегата ТКА-Ц-6,3А/0,35-2,6. При расчете использовались характеристики приводного двигателя Д-336-1, используемого в составе агрегата, в виде $N_{cm} = f(G_z)$ и $\eta_e = f(N_{cm})$.

Результаты расчета эффективности КУ, созданный на основе ЦК и ГТД мощностью 6,3 МВт, представлены на рис. 5. В качестве критериев эффективности работы КУ использован эксергетический КПД, а также величина относительного расхода топливного газа (отношение расходов топливного и перекачиваемого газа в кг/с). Как видно из рис.5, при максимальном значении эксергетического КПД, составляющим для КУ без утилизаторов теплоты выхлопных газов ГТД около 0,163, достигается минимальный относительный расход топливного газа.

Таким образом, методика определения термодинамических характеристик ЦК и КУ, созданная в постановке прямой задачи термодинамики, при наличии газодинамических характеристик секций (корпусов) сжатия и других необходимых данных, позволяет осуществить поиск оптимального режима работы КУ как на проектной стадии, так и на стадии испытаний или в эксплуатации. Для этого в качестве исходных данных должны использоваться, соответственно, расчетные или экспериментальные характеристики ЦК, привода и других элементов анализируемой системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Изд.3.–Л.: Машиностроение.– 1981.– 351с.
2. Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288с.
3. Парафейник В.П. Научные основы проектирования блочно-комплектных турбокомпрессорных агрегатов и установок с газотурбинным приводом/«Совершенствование

- турбоустановок методами математического и физического моделирования» Сборник научных трудов ИПМаш НАНУ. – Х.: 2003. – С. 36-46.
4. Парафейник В.П. Термодинамическая эффективность и особенности проектирования сепараторов углеводородной смеси для компрессорных установок нефтяной промышленности / Химическое и нефтяное машиностроение, № 4, 1996. – С.42-47.
 5. Цейтлин Ю.А., Мурзин В.А. Пневматические установки шахт. – М.: Недра, 1985. –351с.
 6. Парафейник В.П. Концепция создания программно-вычислительного комплекса для анализа эффективности турбокомпрессорных установок с газотурбинным приводом/Промышленная теплотехника. – т.25, приложение к журналу № 4, 2003. – С. 454-456.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОТБОРА ВОЗДУХА НА СТРУКТУРУ ТЕЧЕНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Бойко Л.Г. *, д-р техн. наук, проф.;

Дёмин А.Е. *, канд. техн. наук, ст. научн. сотрудник;

Максимов Ю.П. *, мл. научн. сотрудник;

Борисов В.С. **, вед. конструктор; Калюжная В.А. **, инженер–конструктор

**Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ",
г.Харьков, Украина;*

***ГП ЗМКБ "Прогресс" им. А.Г. Ивченко, г.Запорожье, Украина*

Отбор воздуха из проточной части компрессора газотурбинного двигателя; осуществляемый практически на всех режимах для охлаждения горячих элементов проточной части, наддува полостей, кондиционирования салона и др. оказывает влияние на работу его ступеней. На пониженных частотах вращения в целях обеспечения запасов устойчивости, включают перепуск воздуха через соответствующие клапаны (КПВ), что также приводит к изменению термогазодинамических параметров течения в компрессоре, особенно вблизи клапанов.

Режимы работы компрессоров с перепуском или отборами воздуха являются на сегодняшний день малоизученными. Как правило, изменение расхода воздуха в проточной части не принимается во внимание при проектировании лопаточных венцов и проведении поверочных расчетов. Количество отбираемого воздуха часто также не является строго регламентированным. В то же время отбор (перепуск) воздуха из проточной части приводит к изменению структуры течения в компрессоре, перераспределению нагрузок между ступенями, изменению их КПД и запасов газодинамической устойчивости. Поэтому исследование таких режимов как экспериментальными, так и расчетными методами представляет интерес.

В ХАИ в лаборатории Аэродинамики компрессоров кафедры Теории авиационных двигателей разработан метод поверочного аэродинамического расчета, реализованный в соответствующем комплексе программ ПК AxSym, который позволяет исследовать до-, транс- и сверхзвуковое течение в многоступенчатых осевых компрессорах в предположении осевой симметрии [1]. Естественным развитием этих работ является усовершенствование метода расчета, расширяющее область его возможного применения на случай течения с отбором (перепуском) рабочего тела из проточной части [2].

В основе метода лежит описание течения в меридиональной плоскости в осесимметричной постановке с использованием уравнений Эйлера, записанных в стационарной форме во вращающейся равномерно системе координат. Использование обобщенных координат ($\xi\eta\varphi$), рис.1, позволяет упростить постановку граничных условий и решение задачи. Ось φ этой системы совпадает с

окружным направлением, а оси ξ и η в меридиональной плоскости — с границами области интегрирования.

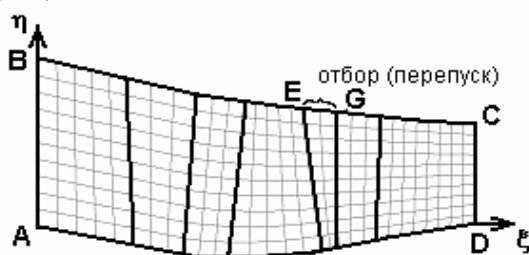


Рисунок 1 - Расчетная область

Использование функции тока ψ дает возможность свести систему уравнений к дифференциальному уравнению второго порядка в частных производных.

В уравнение движения, записанное в энергетической форме, введен косвенный учет проявления вязких эффектов:

$$\vec{w} \times (\vec{\nabla} \times \vec{v}) = \vec{\nabla} H - T \cdot \vec{\nabla} S - \vec{D},$$

где v , w — векторы скорости в абсолютном и относительном движении, H и S — соответственно ротальпия и энтропия потока. Вектор \vec{D} , являясь аналогом сил трения, направлен в сторону, противоположную вектору относительной скорости \vec{w} . Его величина определяется из условия полного преобразования механической энергии, затраченной на преодоление сил трения, в тепловую: $\vec{D} = -\vec{w} \cdot D / w$, $\vec{D} \cdot \vec{w} = T \cdot \vec{w} \cdot \vec{\nabla} S$.

Осредненное в окружном направлении уравнение энергии представляет собой условие сохранения ротальпии $H = c_p \cdot T + (w^2 - u^2)/2$ вдоль поверхности тока $\psi = \text{const}$.

Для замыкания системы использовано уравнение состояния совершенного газа

$$p = \rho R T.$$

Задача ставится в физической области ABCD, рис. 1. На границах AB и CD задается либо распределение расхода (функции тока), либо угла наклона линий тока к оси турбомшины по радиусу. На втулочной поверхности AD задается условие непротекания, функция тока $\psi = 0$. На периферийной поверхности на участках BE и GC, также задаются условия непротекания, однако функция тока имеет на этих участках разные значения. На участке BE $\psi = 1$, на участке GC $\psi = 1 - \Delta \bar{G}_{\text{отб}}$, где $\Delta \bar{G}_{\text{отб}} = G_{\text{отб}} / G_{\text{в}}$ — количество отбираемого воздуха, отнесенное к величине расхода на входе. На участке отбора EG функция тока задается полиномиальной зависимостью $\psi = f(\xi)$, при определении коэффициентов которой в точках E и G ставятся условия непрерывности функции ψ .

Для выполнения поверочного расчета компрессора необходимо задать геометрические параметры проточной части и лопаточных венцов, режим работы по расходу и частоте вращения, расположение КПВ, расход перепускаемого воздуха, а также распределения по радиусу полной температуры, давления и величины закрутки или угла потока $\alpha(r)$ во входном сечении.

Численная реализация решения системы уравнений и особенности расчета трансзвуковых режимов представлены в работе [3]. Учет проявления вязких свойств течения осуществлен с использованием обобщенных результатов экспериментальных

исследований. Некоторые результаты апробации метода расчета течения в компрессоре при открытых клапанах перепуска приведены в работе [4].

Расчетное исследование структуры течения в многоступенчатом осевом компрессоре современного авиационного двигателя, результаты которого представлены ниже, проведено в два этапа. В начале выполнен расчет течения при закрытых клапанах перепуска, который сопровождался детальным сопоставлением полученных результатов с опытными данными. Это позволило создать двумерную модель исследуемого компрессора, на базе которой на следующем этапе осуществлено исследование течения на пониженных частотах вращения при открытых клапанах перепуска, расположенных за НА четвертой ступени.

При моделировании течения поле полных температур и давлений на входе в компрессор принято равномерным и соответствующим стандартным атмосферным условиям ($T^*=288\text{ К}$, $P^*=101325\text{ Па}$).

На рис. 2 показаны суммарные характеристики компрессора, полученные расчетным путем, в зависимости от расхода воздуха на входе, представленные в безразмерном виде ($\bar{G}_{\text{внр}} = \frac{G_{\text{внр}}}{G_{\text{внрР}}}$, $\pi_K^* = \frac{\pi_K}{\pi_{KР}^*}$, р - расчетный режим). Там же

приведена полученная расчетным путем граница области устойчивых режимов работы компрессора. Как видно из рисунка, наличие перепуска незначительно сдвигает ветви характеристики в сторону увеличения расхода воздуха через компрессор, однако в связи с изменением положения линии рабочих режимов (ЛРР) компрессора запасы устойчивости возрастают.

Более существенно характеристики компрессора "расслаиваются", если их представить в виде зависимости от расхода воздуха на выходе ($\bar{G}_{\text{кнр}} = G_{\text{к}} / G_{\text{внр}}$) рис. 3. При этом открытие клапанов сдвигает характеристику компрессора влево, в сторону меньших расходов.

Отбор воздуха из проточной части приводит к снижению КПД компрессора, так как часть энергии, переданной потоку, уходит с рабочим телом через клапаны перепуска. В частности, проведенные расчеты показали, что на режиме $\bar{n}_{\text{нр}}=0.88$ при $\Delta\bar{G}=10\%$ максимальное значение изэнтропического КПД компрессора падает на 10%.

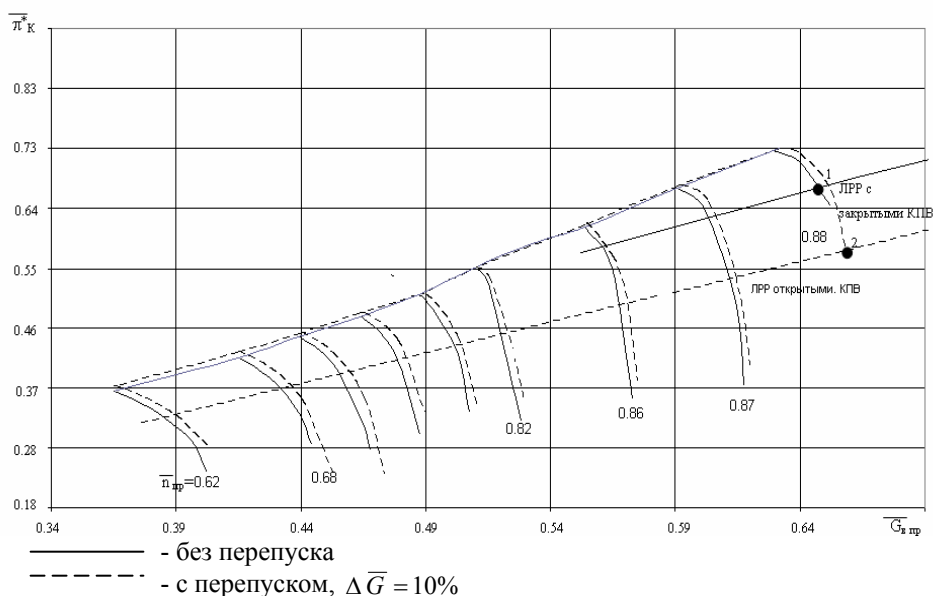


Рисунок 2- Характеристика компрессора в безразмерных координатах

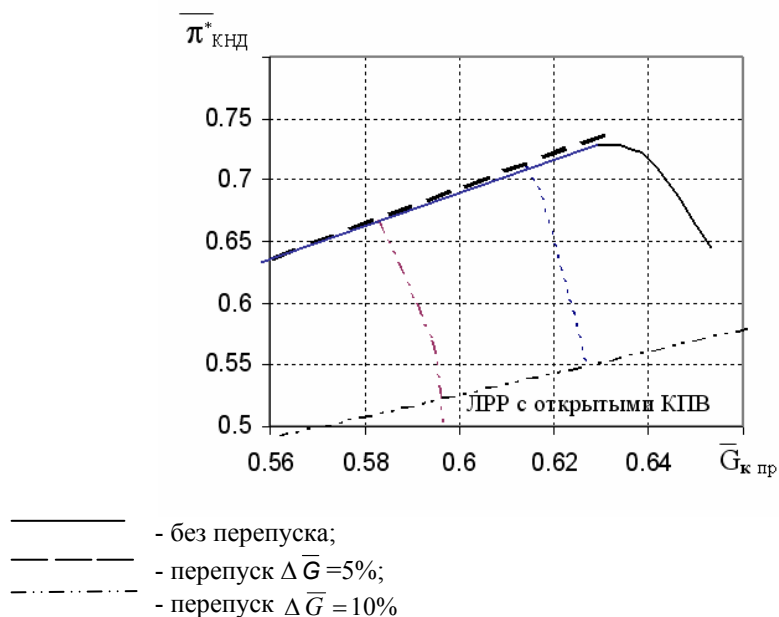


Рисунок 3 — Характеристика компрессора в зависимости от безразмерного расхода воздуха по выходу, $\bar{n}_{пр} = 0.88$

Далее представлены результаты исследования влияния отбора воздуха за НА 4 ступени на течение в компрессоре при $\bar{n}_{пр} = 0.88$ в точках 1 и 2 характеристики, рис. 2, соответствующих линии рабочих режимов. Величина перепуска составляла 10 % от G_6 .

Открытие клапанов приводит к перестроению течения в проточной части.

На рис. 4 показаны линии тока в исследуемом компрессоре при наличии перепуска воздуха. Вблизи КПВ линии тока искривляются и устремляются к периферии, где часть расхода рабочего тела уходит из проточной части компрессора.

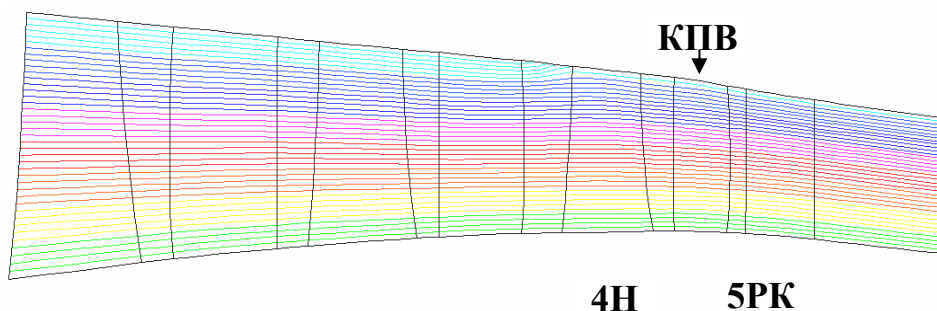


Рисунок 4 - Линии тока в компрессоре при открытых клапанах перепуска

Деформация линий тока отражает сильное влияние перепуска на структуру течения в лопаточных венцах. Так на рис. 5 приведены радиальные эпюры полных температур и давлений за направляющими аппаратами компрессора в точках 1 и 2 характеристики. Изменение формы распределения параметров по высоте лопатки связано с отбором массы рабочего тела и падением скорости потока на периферии после КПВ, см. рис. 6., причем до открытого клапана перепуска течение носит

ускоренный характер по сравнению со случаем, когда КПВ закрыты. Скорость потока растет по мере приближения к клапану. После отбора рабочего тела скорости в проточной части резко падают, что в свою очередь приводит к изменению углов натекания.

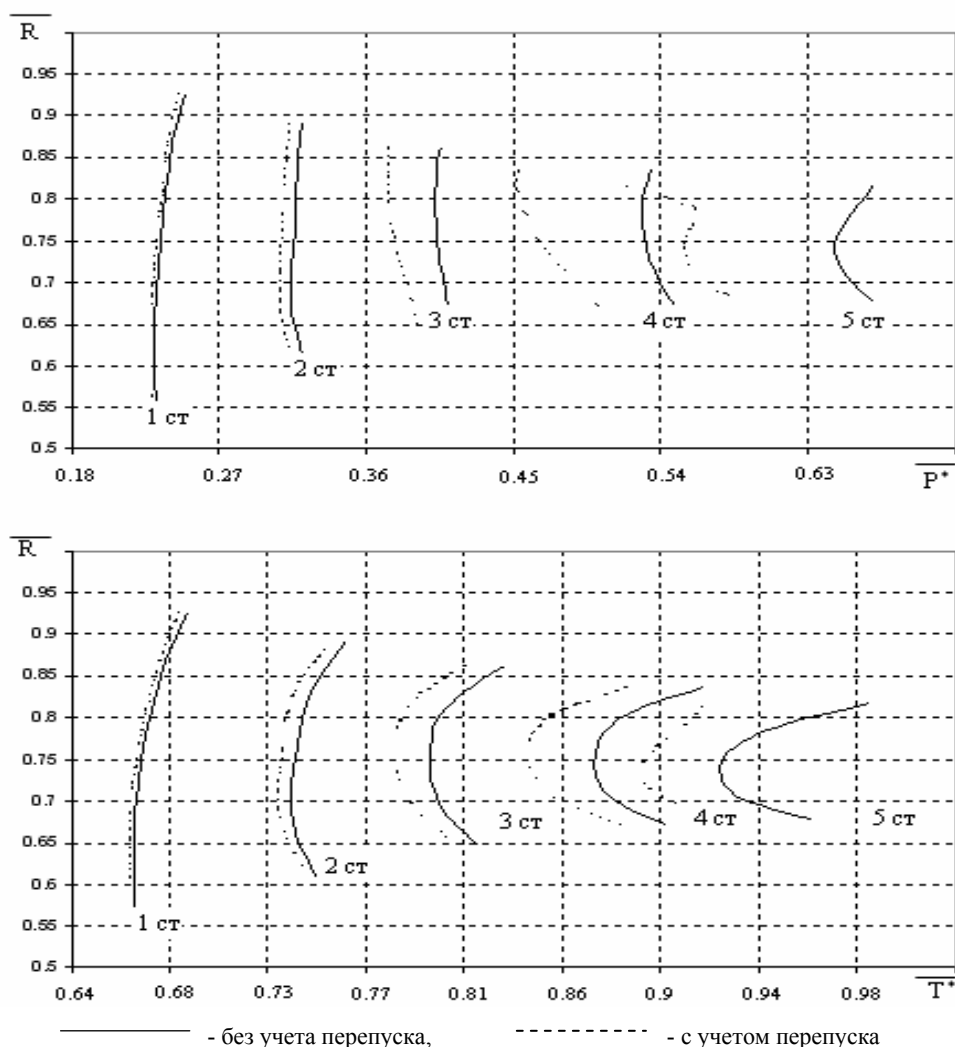


Рисунок 5 - Распределение полных давлений и температур за направляющими аппаратами по высоте лопатки на линии рабочих режимов, $\bar{n}_{пр} = 0.88$ об/мин

Рис. 7 иллюстрирует снижение углов натекания на рабочие колеса перед клапанами перепуска и резкий рост углов натекания в периферийной области после КПВ. В соответствии с полученными результатами углы натекания на лопатки РК при работе с открытыми клапанами возрастают до $+15^\circ$ в периферийной области, что, естественно, приводит к росту нагрузки на лопатки, которая является нестационарной, а также к отрыву потока в этой области, что в свою очередь может быть причиной нарушения устойчивости течения.

Характер течения в компрессоре существенно зависит от количества перепускаемого воздуха. Чем больше величина $\Delta G_{отб}$, тем большая часть лопатки

ступени, расположенной за КПВ, оказывается в области больших положительных углов натекания.

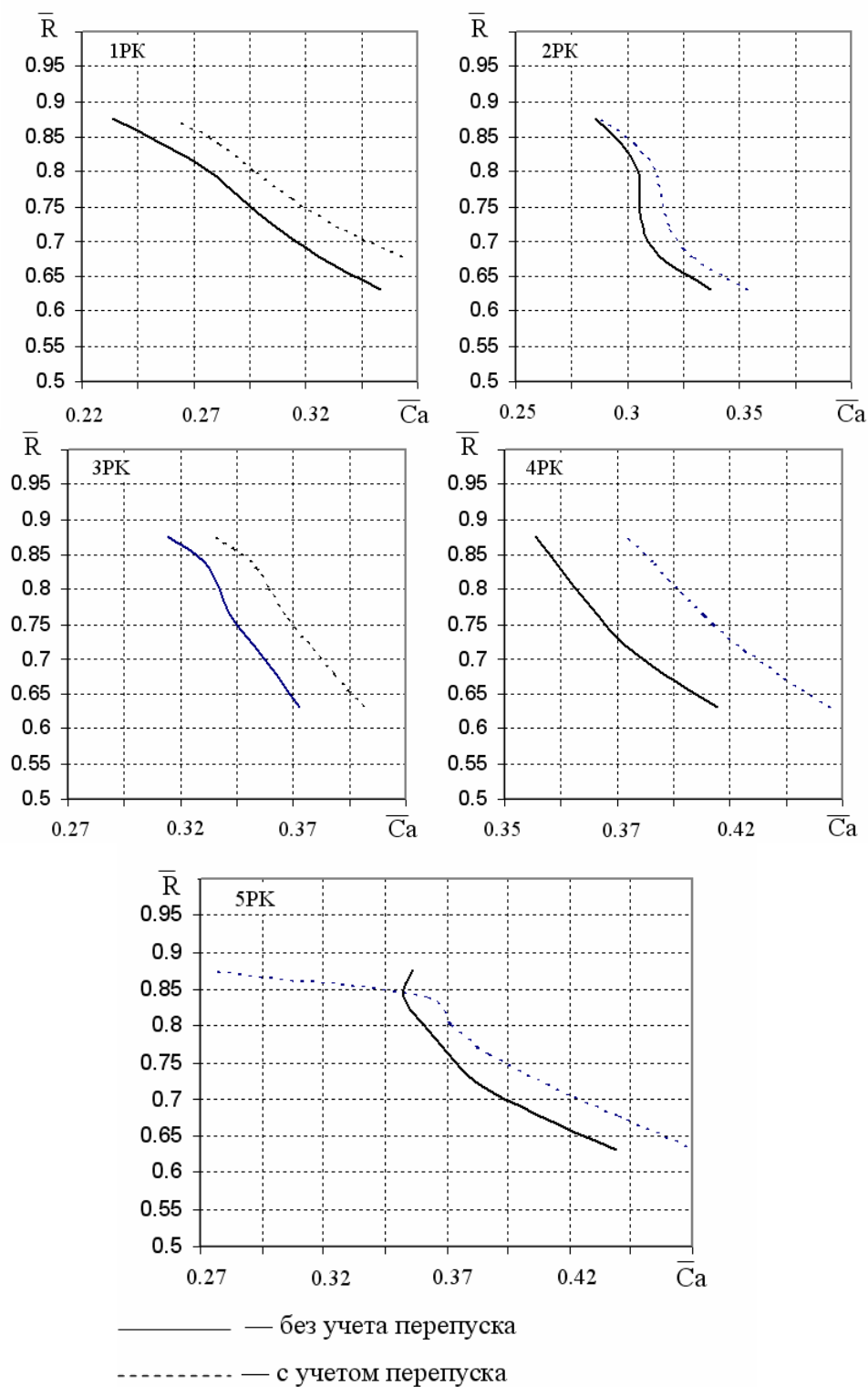


Рисунок 6 - Распределение осевых скоростей за рабочими колесами по высоте лопатки на линиях рабочих режимов (точки 1, 2), $\bar{n}_{np}=0.88$

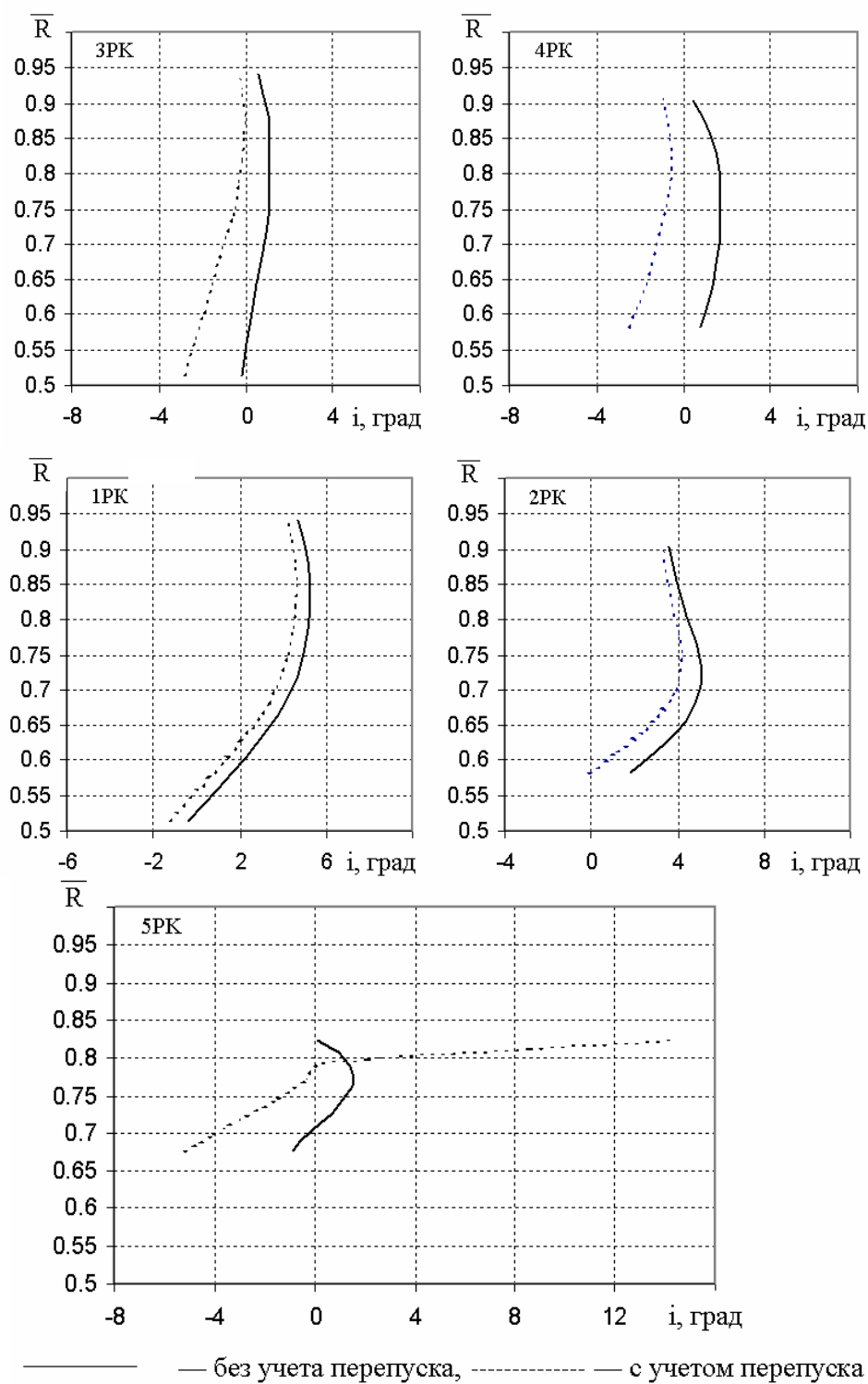


Рисунок 7 - Распределение углов натекания на рабочие колеса по высоте лопатки на линиях рабочих режимов (точки 1, 2), $\bar{n}_{пр} = 0.88$

Приведенные выше результаты численного моделирования течения в многоступенчатом осевом компрессоре на режимах с перепуском воздуха позволяют сделать следующие выводы.

Течение в компрессоре, его суммарные параметры в значительной степени зависят от количества перепускаемого (отбираемого) воздуха. Поэтому оно должно быть строго регламентировано.

Наличие перепуска (отбора) меняет условия обтекания лопаточных венцов, особенно вблизи места отбора. Возможно появление больших положительных углов натекания на лопаточные венцы, расположенные ниже по потоку от места отбора (перепуска). Поэтому при проектировании многоступенчатых машин следует обратить особое внимание на обтекание таких ступеней и учитывать наличие отбора путем специального профилирования периферийных областей

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бойко Л.Г., Ковалев М.А. Метод расчета до- и трансзвуковых течений в осевых компрессорах и результаты его апробации// Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Збірник наукових праць Інституту проблем машинобудування ім. А.І. Підгорного, 1997.— С.231- 234.
2. Бойко Л.Г., Ковалёв М.А., Муравченко О.Ф. Двумерная математическая модель течения в осевом компрессоре с учётом отбора (перепуска) воздуха// Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.— Гос. Аэрокосмический ун-т.— Харьков: 2000.— Вып. 19, Тепловые двигатели и энергоустановки.— С. 83-87.

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ТЕЧЕНИЯ И СУММАРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ С ПОМОЩЬЮ КОМПЛЕКСА МЕТОДОВ ПОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА

**Бойко Л.Г., д-р техн. наук, проф.; Дёмин А.Е., канд. техн. наук,
ст. научн. сотрудник**

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", г.Харьков,
Украина*

Проблема моделирования течения в многоступенчатых осевых компрессорах возникает на разных этапах процесса проектирования. Стремление к увеличению аэродинамической нагруженности лопаточных венцов, повышение экономичности и расширение диапазона устойчивой работы вызывает необходимость доработок существующих машин, оптимизации программ регулирования. Для определения интегральных параметров усовершенствованных конструкций, радиальной структуры течения, а также оценки согласованности работы лопаточных венцов на различных режимах в практике используются методы поверочного расчета, реализованные в виде соответствующих программных продуктов.

Большой объем работ при проектировании и доводке осевых компрессоров в настоящее время выполняется с помощью двумерных методов расчета, которые отражают основные особенности структуры течения, позволяют определить суммарные характеристики и ориентированы на приемлемые ресурсы ЭВМ. На базе двумерных методов могут быть построены реальные оптимизационные алгоритмы,

позволяющие обосновать выбор конструктивных форм проточных частей многоступенчатых машин.

В лаборатории Аэродинамики компрессоров Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского "ХАИ" в течение ряда лет ведутся работы, направленные на совершенствование осевых многоступенчатых компрессоров современных авиационных газотурбинных двигателей, стационарных энергетических установок, приводов газоперекачивающих агрегатов. Большой объем экспериментальных исследований, выполненных ранее в лаборатории, создал основы для построения расчетно-теоретических методов. В настоящее время в распоряжении исследователей имеется комплекс методов поверочного аэродинамического расчета компрессоров, элементы которого прошли тестирование и используются в практике проектирования. В состав комплекса входят перечисленные ниже методы и соответствующие пакеты программ, которые могут применяться как совместно, так и самостоятельно, в зависимости от типа решаемой задачи.

Программный комплекс (ПК) PROK [1] предназначен для поверочного расчета дозвукового сжимаемого осесимметричного течения в многоступенчатом осевом компрессоре и позволяет определить радиальную структуру течения в межвенцовых зазорах и суммарные характеристики в широком диапазоне режимов с учетом влияния входной радиальной неравномерности. Его особенностью является учет турбулентного обмена массой, импульсом и энергией в радиальном направлении между струйками тока, что дает возможность моделировать наблюдаемые экспериментально эффекты выравнивания неравномерности параметров потока венцами компрессора и стабилизации нарастания толщин торцевых пограничных слоев на средних и последних ступенях. В основу метода положен вариационный принцип максимума потока механической энергии [2].

Профильные, вторичные, концевые потери, углы отставания потока в различных сечениях по высоте лопатки определяются с помощью обобщенных зависимостей (Liblein, Гирич Г.А. и др.). С использованием полуэмпирических критериев рассчитываются режимы, соответствующие возникновению срывных явлений.

ПК PROK апробирован путем сопоставления результатов расчетов и экспериментальных данных, полученных в ЗМКБ "Прогресс" им. А.Г. Ивченко, в ЦАГИ им. Н.Е. Жуковского, в ЦКТИ им. И.И. Ползунова, в Харьковском ОАО "Турбоатом" и используется в процессе проектирования и доводки многоступенчатых осевых компрессоров. С его помощью также может быть получена информация о влиянии малых технологических отклонений геометрических параметров лопаточных венцов и проточной части на характеристики компрессора.

Более новый программный комплекс AxSym [3] предназначен для поверочного расчета осесимметричного до- и транс- и сверхзвукового течения в изолированных ступенях, многоступенчатых осевых компрессорах, криволинейных каналах и позволяет получать поля газотермодинамических параметров, а также суммарные характеристики.

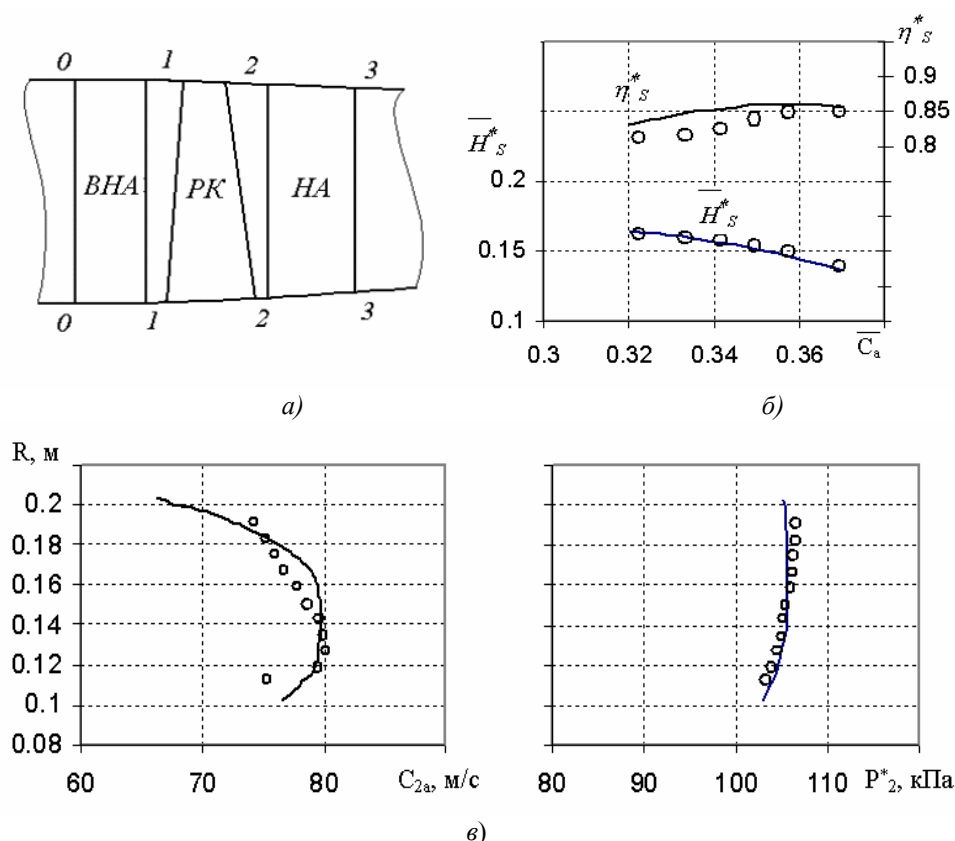
В основе ПК AxSym лежит решение системы уравнений Эйлера, записанной в стационарной форме. Использование обобщенной системы координат позволяет моделировать течение в проточных частях и осесимметричных каналах произвольной формы с углом поворота потока до 60 град. Введение искусственной сжимаемости (Хафез, Лоувел) повышает устойчивость решения при переходе через звуковую линию и более чем на порядок сокращает время счета по сравнению с методами, использующими принцип установления. Осредненное в окружном направлении число Маха потока в относительном движении $M_w < 1.4$, что в большинстве случаев является достаточным для проведения практических расчетов. Учет реальных свойств течения осуществляется с использованием обобщенных зависимостей для определения углов отставания и коэффициентов потерь (Liblein, Swan, Al-Daini и др.). Исходными данными для расчета являются геометрические параметры

проточной части и лопаточных венцов, режим работы и радиальные эпюры параметров потока в сечении на входе.

В настоящее время в программный комплекс AxSym введен учет влияния отбора (перепуска) воздуха из проточной части компрессора на суммарные характеристики и поля параметров потока в компрессоре.

Программный комплекс TRANSPS [4] позволяет моделировать до-, транс- и сверхзвуковое течение в решетках профилей осевых компрессоров с учетом вязких эффектов в пограничных слоях. В его основу положено решение системы уравнений Эйлера, записанной в нестационарной форме, описывающей обтекание решеток невязким потоком с использованием метода крупных частиц (О.М. Белоцерковский, Ю.М. Давыдов). Учет вязких эффектов реализуется на основе интегрального метода расчета пограничного слоя как ламинарного, так и турбулентного (Rotta).

С помощью данного программного комплекса могут быть получены поля параметров потока в межлопаточных каналах и определены суммарные характеристики решеток при безотрывном характере течения, а также положение точки отрыва.



а) проточная часть; б) характеристика на режиме $u_k = 216 \text{ м/с}$;
в) радиальные распределения параметров потока за рабочим колесом;
— расчет, ○ — эксперимент

Рисунок 1 — Моделирование течения в ступени C-11

Апробация программного комплекса TRANSPS проведена путем сопоставления результатов расчета и опытных данных, полученных зарубежными авторами. Комплекс TRANSPS используется в процессе проектирования решеток специальных форм, обеспечивающих минимальные потери [5], в том числе и решеток с

откорректированной диффузорностью. Ниже представлены некоторые результаты применения комплекса методов расчета, разработанного в лаборатории.

Решение задач расчета дозвукового обтекания с помощью ПК PROK может быть продемонстрировано на примере изолированной компрессорной ступени С-11 (рис. 1 а), спроектированной в СПб "Машпроект" (г. Николаев), испытания которой проводились в ХАИ на кафедре Теории авиационных двигателей. Характеристика (сплошная линия), полученная в результате расчета, в виде зависимости коэффициента изоэнтропического напора, $\overline{H_s^*}$, и КПД, η_s^* , от коэффициента осевой скорости $\overline{c_a}$ приведена на рис. 1 б. Радиальные распределения полного давления и осевой скорости за рабочим колесом в сопоставлении с данными эксперимента на режиме $u_k = 216$ м/с, $\overline{c_a} = 0.343$ показаны на рис.1 в.

Моделирование дозвукового течения в двенадцатиступенчатом осевом компрессоре авиационного двигателя с учетом турбулентного обмена позволило получить суммарную характеристику, показанную на рис.2 а, в виде зависимости $\overline{\pi_k^*} = \pi_k^* / \pi_{k.p.}^*$ от $\overline{G_{np}} = G_{np} / G_{np.p}$ в сопоставлении с опытными данными. Индекс "р" обозначает параметры в "расчетной" точке. Расчеты выполнялись с учетом поворота лопаток ВНА и НА первых ступеней в соответствии с программой регулирования. Изменение степени диффузорности течения, D_w , на среднем радиусе в рабочих колесах компрессора на различных режимах по расходу при $\overline{n_{np}} = 1.0$ представлены на рис.3. Данный метод расчета позволяет получить радиальные эпюры всех газотермодинамических параметров, включая напоры и КПД, и оценить согласованность работы лопаточных венцов в различных сечениях по радиусу. На рис.4 в качестве примера приведены радиальные эпюры полных температур в осевых зазорах за рабочими колесами. Учет концевых эффектов при наличии турбулентного обмена позволяет моделировать рост полной температуры к концам лопаток в соответствии с деформацией полей скоростей в торцевых пограничных слоях.

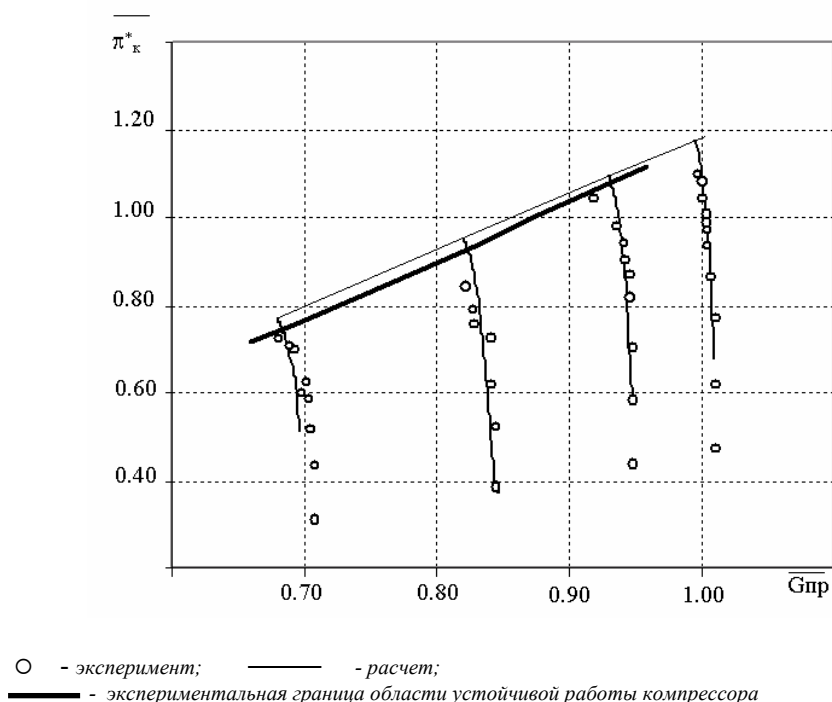


Рисунок 2 - Характеристика компрессора современного ТваД

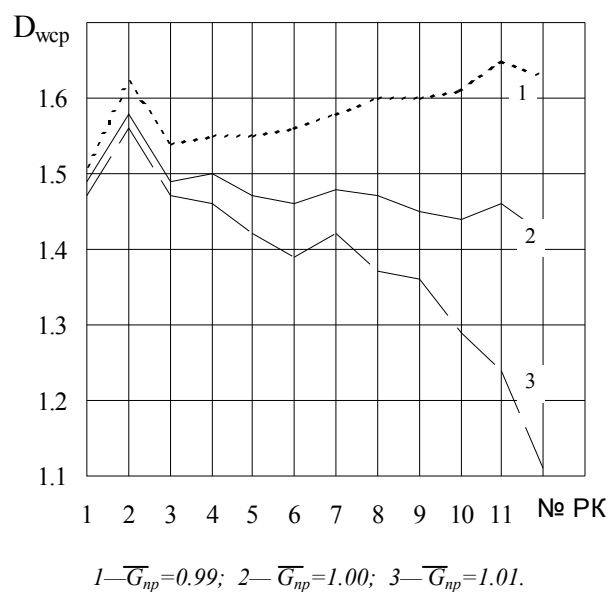


Рисунок 3 — Влияние режима по расходу на величину степени диффузности течения в рабочих колесах на среднем радиусе ($\overline{n}_{np} = 1.0$)

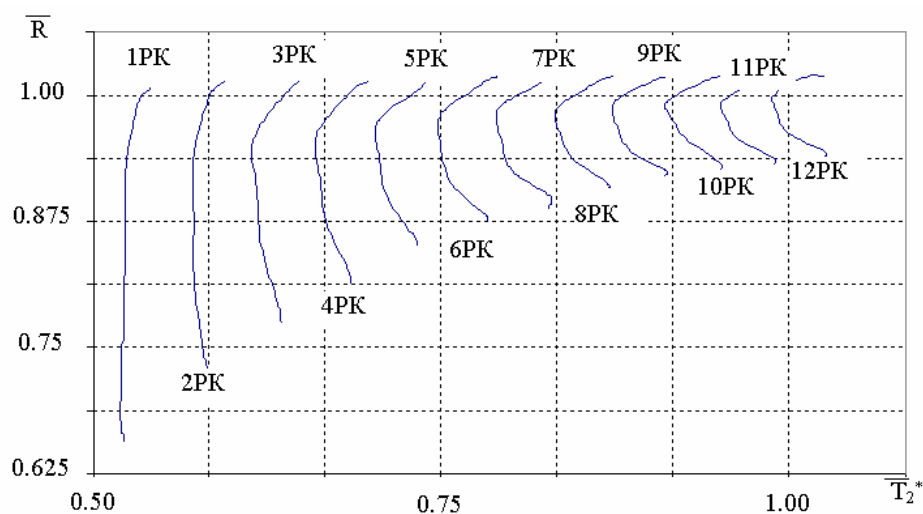


Рисунок 4 — Радиальные эпюры полных температур за рабочими колесами компрессора современного ТВаД на "расчетном" режиме

Ниже представлены некоторые результаты численного моделирования осесимметричного течения в компрессоре высокого давления двигателя современного транспортного самолета. На рис. 5 показаны распределения по радиусу полных давлений и температур за рабочими колесами КВД в сопоставлении с опытными данными.

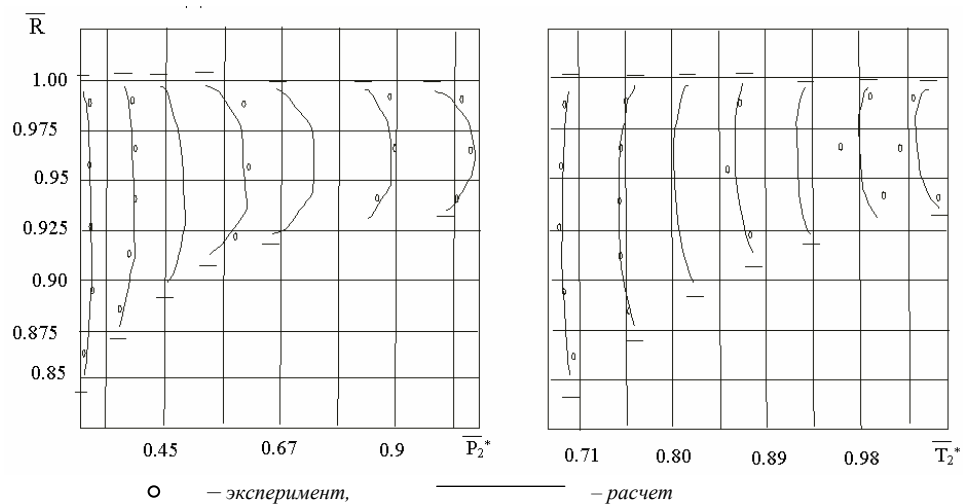
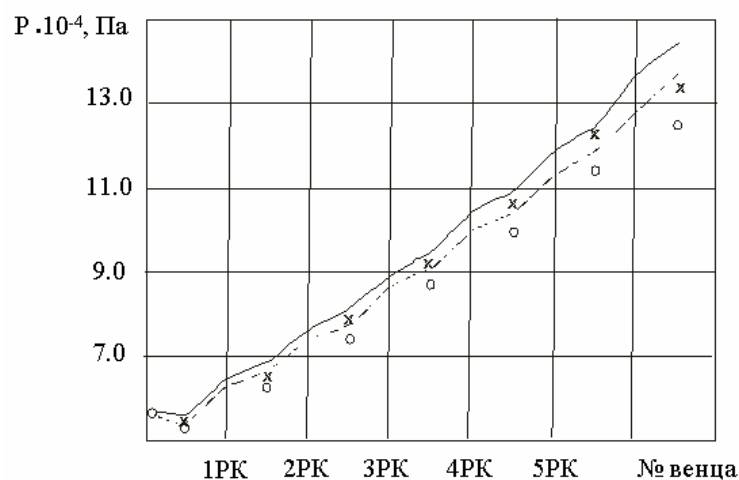


Рисунок 5 - Радиальное распределение полного давления и полной температуры за РК компрессора $n_{np} = 1.05$ вблизи линии рабочих режимов ($G_{np} = 1.18$)

Далее приведено сопоставление результатов расчета шестиступенчатого осевого компрессора К-4950 с результатами опытных исследований, проведенных в ЦКТИ им. И.И. Ползунова на двух режимах по расходу при $n_{np}=1.0$. На рис.6 представлено распределение статического давления на корпусе за венцами.



× ○ – эксперимент при $G_k=13.34$ кг/с и $G_k=14.43$ кг/с соответственно,
— — — — — расчет на этих же режимах

Рисунок 6 - Распределение статического давления на корпусе за венцами компрессора

Рис. 7 иллюстрирует радиальное распределение осевой скорости за направляющими аппаратами первой, второй и четвертой ступеней того же компрессора на режиме вблизи ЛРР ($G_k=14.43$ кг/с).

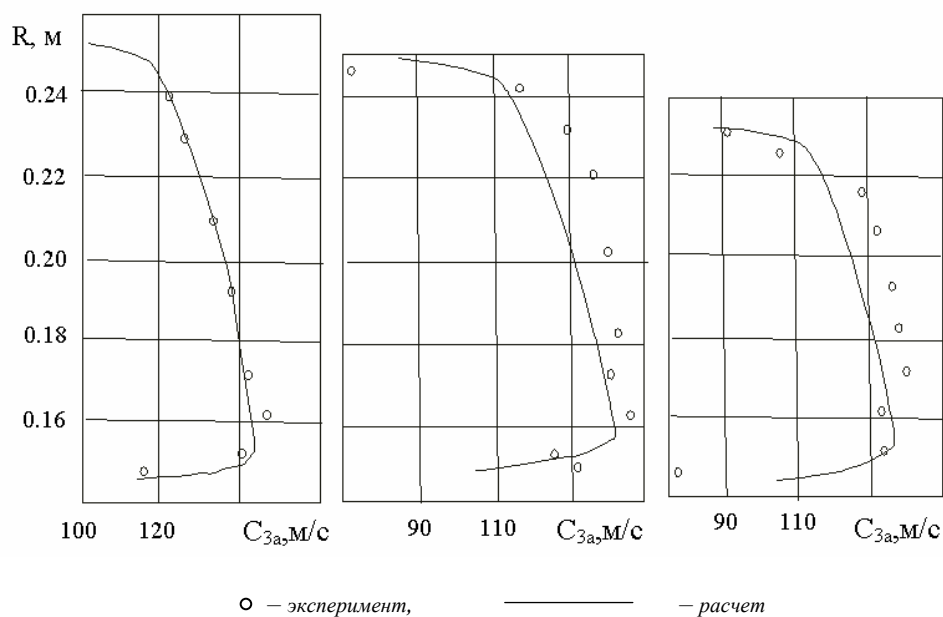


Рисунок 7 – Распределение осевой скорости за направляющими аппаратами компрессора

На рис. 8 показаны эпюры полного давления за БНА на упомянутых выше режимах в сопоставлении с опытными данными, полученными с помощью двух радиальных гребенок (отмечены разными маркерами), расположенных в различных сечениях по окружности.

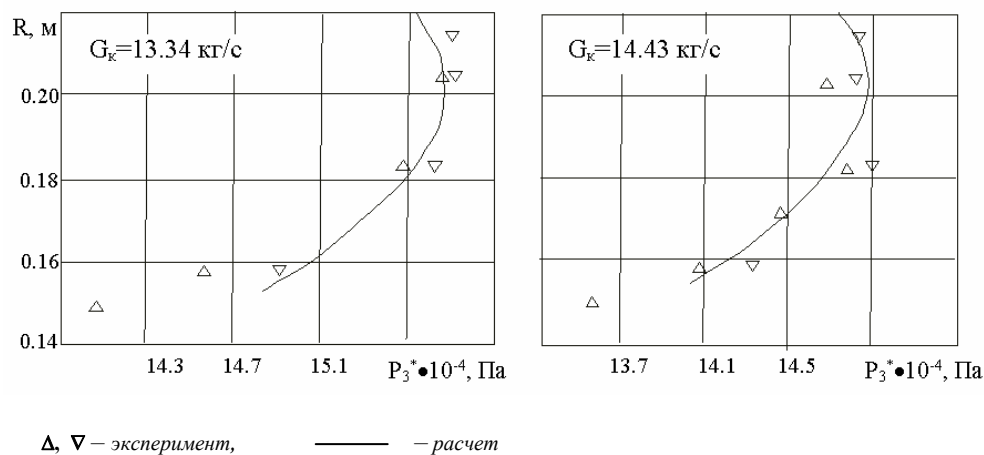


Рисунок 8 – Распределение полного давления за БНА компрессора К-4950

Далее приведены результаты численного моделирования течения в шестиступенчатом компрессоре – модели первых шести ступеней ГТЭ-115, также испытанном в ЦКТИ. Суммарная характеристика, полученная расчетным путем, представлена на рис.9. Сравнение распределений опытных и расчетных значений углов потока и осевой составляющей скорости по высоте проточной части за рабочим колесом третьей ступени, а также углов натекания на лопатки рабочего колеса пятой ступени представлено на рис.10

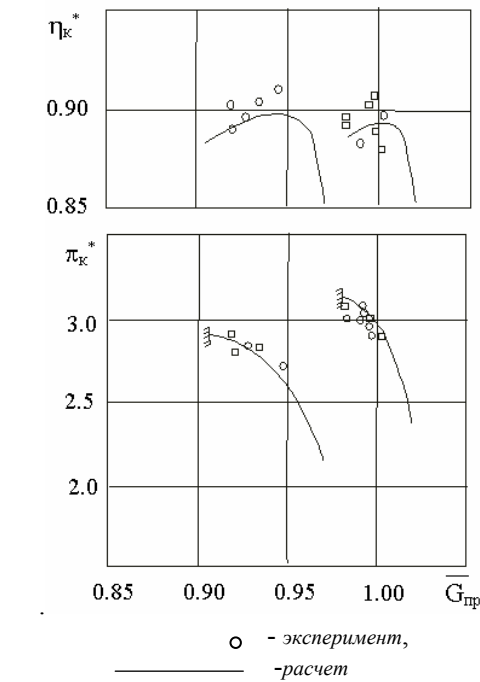


Рисунок 9 – Суммарная характеристика компрессора

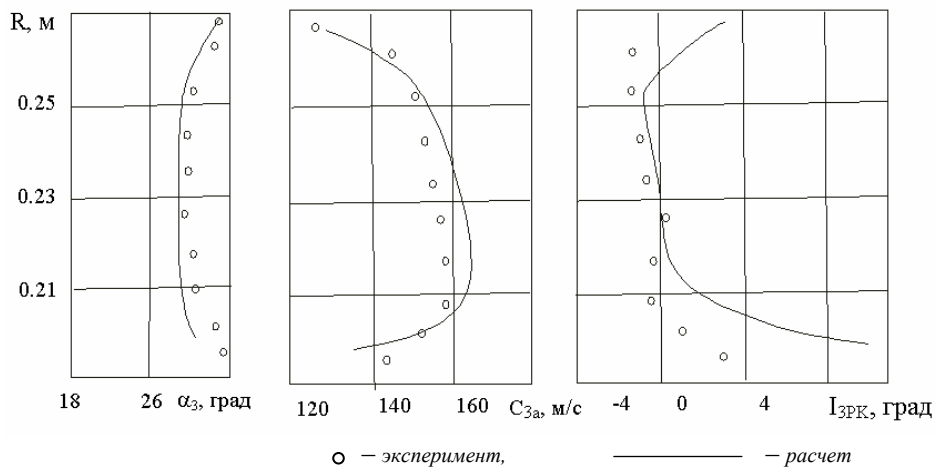


Рисунок 10 – Распределение параметров потока по высоте проточной части за 3РК

Рост окружных скоростей, увеличение степени повышения давления в одной ступени и, как следствие, уменьшение числа ступеней осевого компрессора повышает актуальность исследования в транс- и сверхзвуковых режимах течения. Сверхзвуковая ступень [6], рис.11 а, на "расчетном" режиме ступень обеспечивает степень повышения давления $\pi_{CT}^* = 1.65$ при массовом расходе $G = 3.97$ кг/с. На рис.11 б, в показаны результаты расчета течения на этом режиме в виде распределений чисел Маха в относительном движении во входном и выходном сечениях рабочего колеса, степени повышения давления в ступени π_{CT}^* , а также величины $\Delta T^* / T_1^* = (T_2^* - T_1^*) / T_1^*$ по высоте проточной части \bar{h} в сопоставлении с расчетными и экспериментальными данными [6].

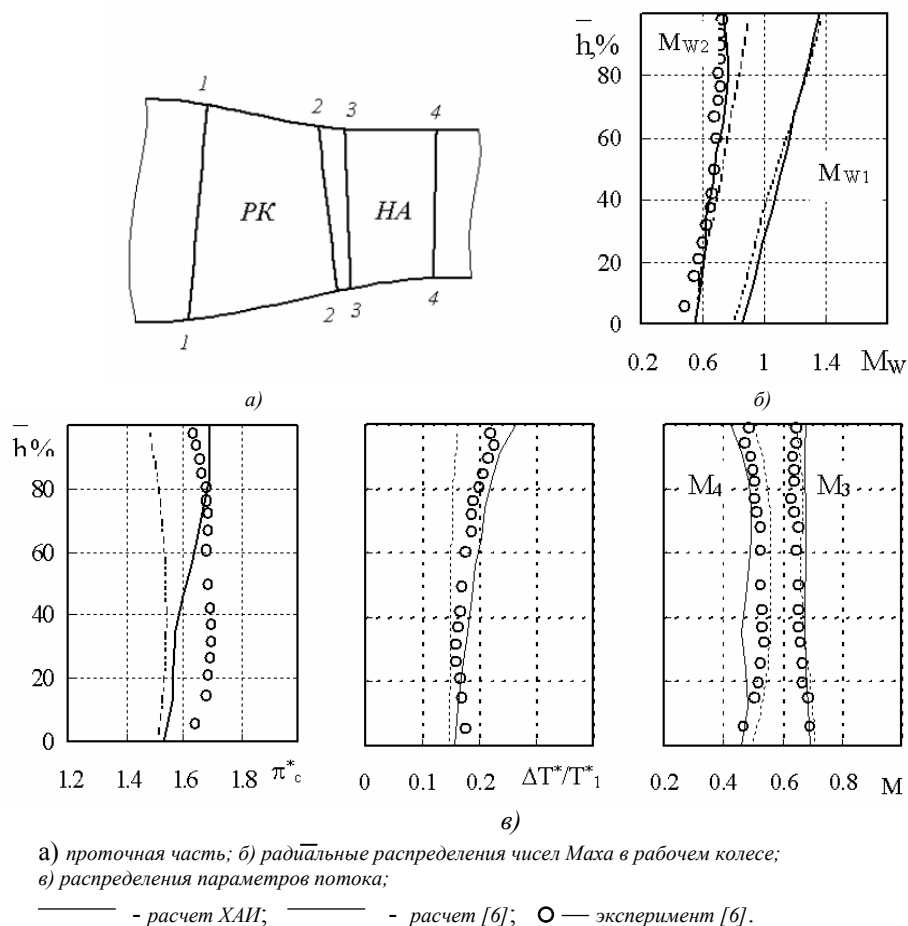


Рисунок 11 — Результаты расчета течения в сверхзвуковой ступени

Далее приведены результаты расчетного исследования транзвукового течения в многоступенчатом осевом компрессоре современного ТВаД, характеристика которого представлена на рис. 2, при повышенных частотах вращения. На рис. 12 показаны радиальные распределения чисел M_w на входе в рабочие колёса первых ступеней. Как видно из рисунка, на входе в рабочие колеса первой и второй ступеней в периферийной области имеет место сверхзвуковое течение.

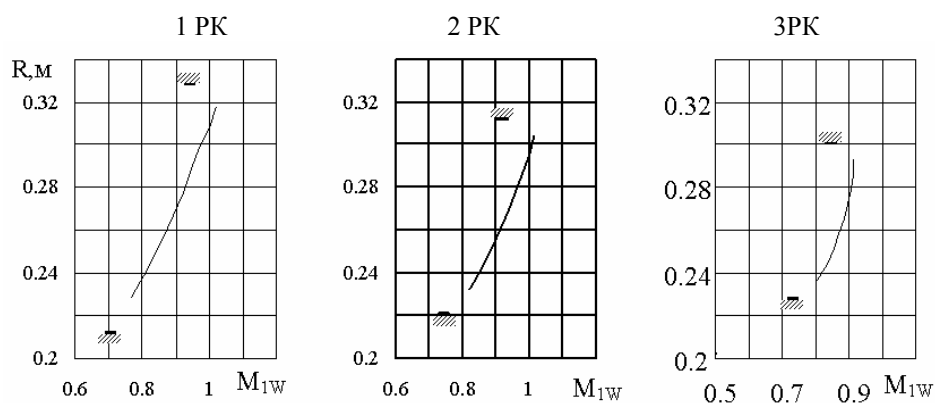


Рисунок 12 - Радиальные распределения чисел Маха потока в относительном движении на входе в рабочие колеса первых ступеней на режиме $\bar{n}_p = 1.05$

На рис.13 представлены уровни осредненных в окружном направлении чисел Маха в этом же компрессоре, посчитанных в абсолютном в неподвижных аппаратах и зазорах (M_c) и в относительном движении в рабочих колесах (M_w), на режиме $n_{np}=1.05$

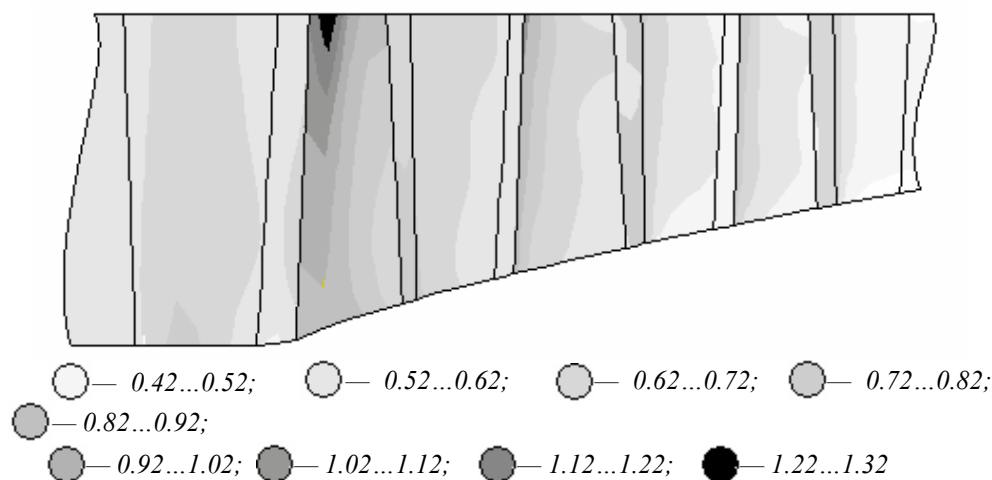
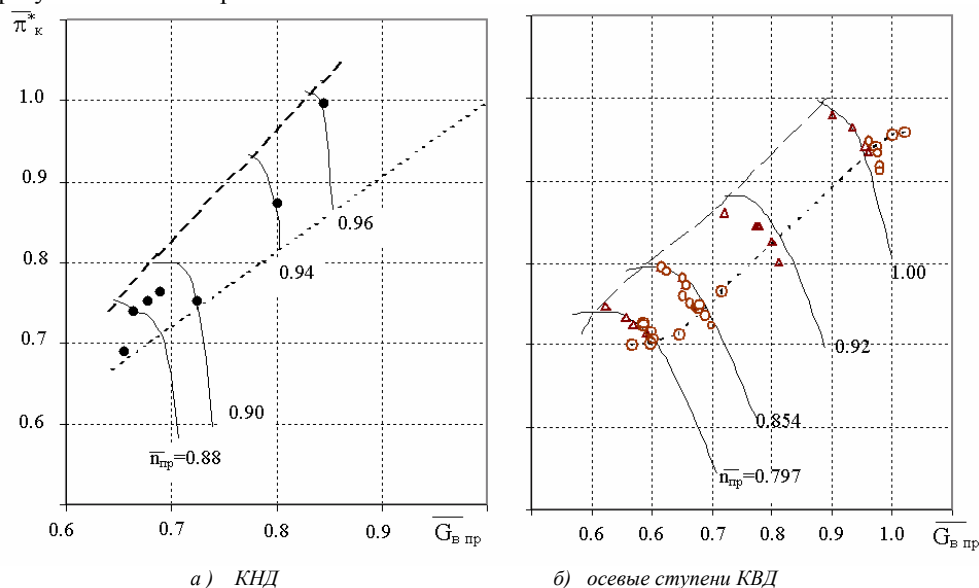


Рисунок 13 — Уровни чисел Маха в абсолютном (направляющие аппараты и осевые зазоры) и в относительном (рабочие колеса) движении в первых ступенях компрессора современного ТВаД

Как видно из рисунка, на этом (нерасчетном для компрессора) режиме скачок уплотнения перегораживает межлопаточный канал 1РК, охватывая половину высоты лопатки.

На рис. 14 представлены суммарные характеристики компрессора низкого давления и осевых ступеней компрессора высокого давления современного винтовентиляторного двигателя, полученные расчетным путем, в сопоставлении с результатами эксперимента.



Δ , \circ — экспериментальные данные, — — — — — расчет ХАИ,
 - - - - - линия рабочих режимов, - - - - - граница области устойчивой работы

Рисунок 14 — Характеристика компрессора современного винтовентиляторного двигателя

На рис. 15 представлена полученная расчетным путем характеристика компрессора низкого давления (КНД) современного газотурбинного привода газоперекачивающего агрегата. Маркерами отмечены экспериментальные точки (дрессельная характеристика). На рисунке показано изменение положения линии рабочих режимов, ветвей характеристики и границы устойчивой работы при открытии клапанов перепуска воздуха. На рис. 16 показаны линии тока в 3 и 4 ступенях этого компрессора при открытых клапанах перепуска ($n_{np}=0.8$). Очевидно, что эксплуатация двигателя на пониженных режимах при открытии клапанов перепуска не является целесообразной и должна рассматриваться как исключение. Интересным является изменение эпюры параметров потока по радиусу, согласование режимов работы ступеней при открытии клапанов перепуска. Проведение таких исследований стало возможным с использованием ПК AxSym.

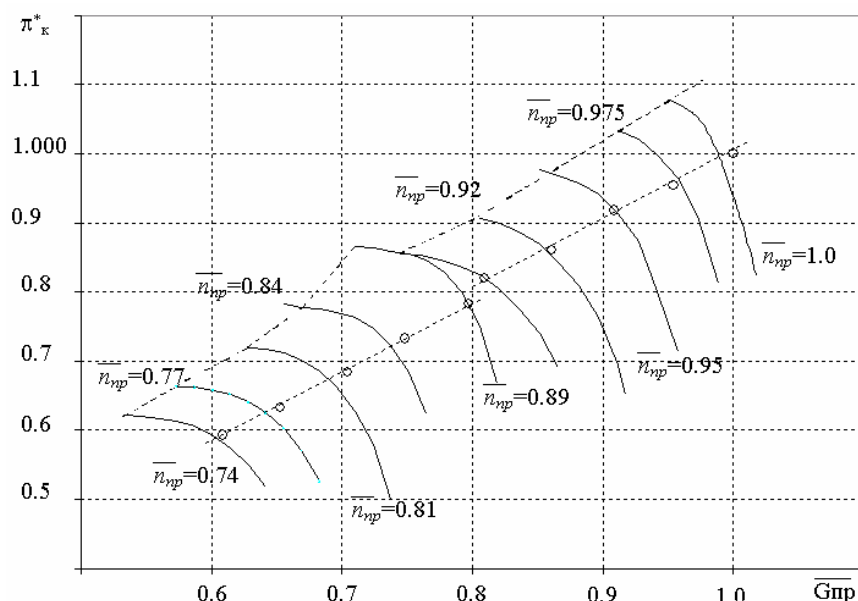


Рисунок 15 — Влияние открытия клапана перепуска воздуха на характеристику КНД современного ГТП

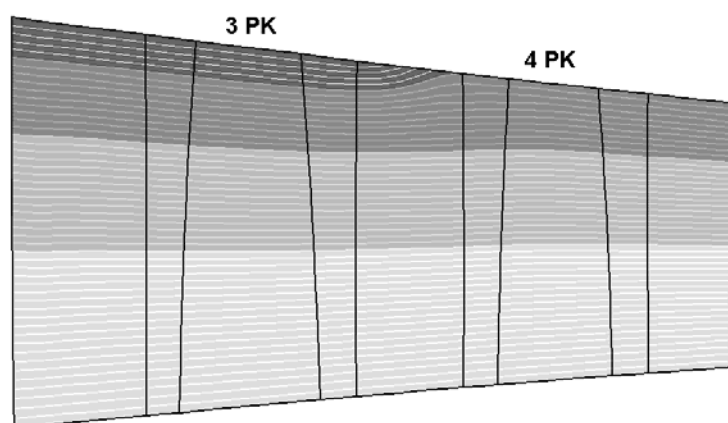


Рисунок 16 — Линии тока в компрессоре низкого давления современного газотурбинного привода на режиме $\overline{n}_{np}=0.8$, $\overline{G}_{np}=0.68$, $\pi_k^*=0.67$ при открытом клапане перепуска

Исследование обтекания лопаточных венцов данного компрессора в широком диапазоне режимов позволило предложить мероприятия по адаптации работы компрессора ГТП на режимах пониженной мощности свободной турбины, а анализ согласования ступеней компрессора и распределений параметров потока на различных радиусах – выработать рекомендации, направленные на снижение частоты вращения, на которой следует открывать клапаны перепуска воздуха. Эти мероприятия позволяют повысить КПД компрессора и газотурбинного привода в целом при работе на режимах с пониженной мощностью. Полученные в результате расчета осесимметричного течения условия обтекания лопаточных венцов в различных сечениях по радиусу могут служить основой при моделировании течений в межлопаточных каналах решеток профилей и совершенствовании геометрических параметров решеток с целью минимизации потерь.

На рис. 17 приведено сопоставление результатов расчета обтекания решетки профилей DFVLR с помощью ПК TRANSPS и экспериментальных данных [7], полученных при различных скоростях набегающего потока. Рис.17 а,б иллюстрирует полученные распределения параметра $C_p = \frac{P_1^* - P}{P_1^* - P_1}$ вдоль хорды профиля при

сверхкритических и сверхзвуковых числах Маха на входе. На рис. 17 в показаны результаты сопоставления величин профильных потерь, определенных в эксперименте, расчетным путем [7] и полученных с помощью ПК TRANPS.

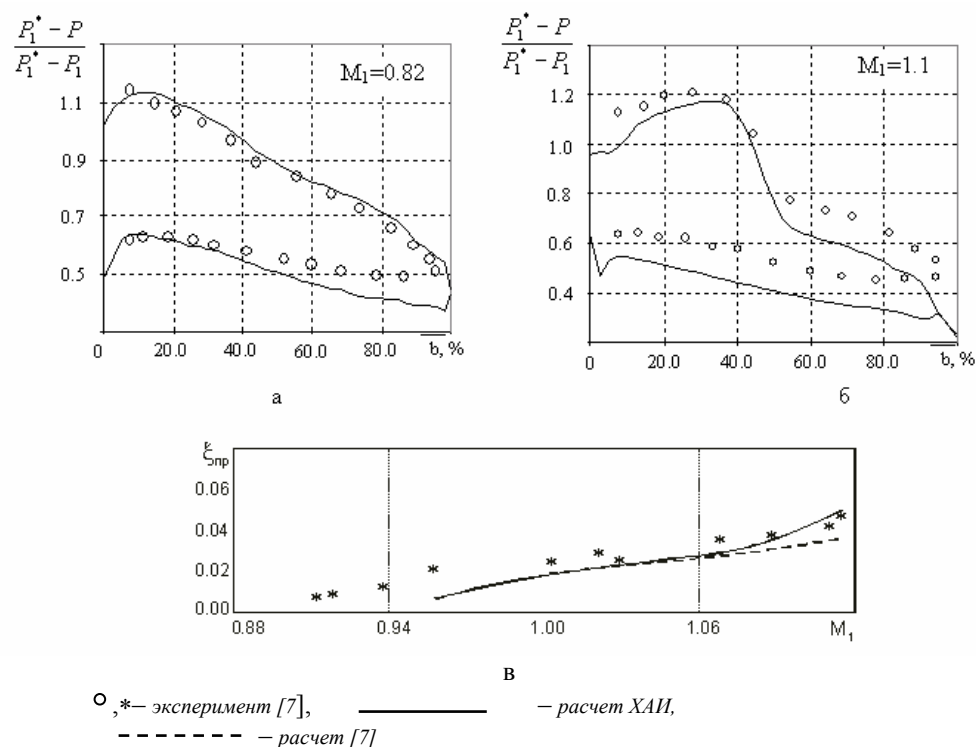


Рисунок 17 — Сопоставление расчетных и экспериментальных данных на различных режимах

На рис.18 представлены результаты совершенствования геометрических параметров решетки спрямляющего аппарата вентилятора современного авиационного двигателя. "Модифицированный" профиль на "расчетном" режиме, а также при числах Маха, превышающих "расчетные" вплоть до $M_1=0.86$, позволяет реализовать течение со сниженным уровнем максимальных скоростей без волновых

потерь и отрыва потока (рис.18 б). Исследование влияния углов натекания в диапазоне от -3 до +6 град также показало преимущество усовершенствованной решетки. Изменение коэффициента профильных потерь в двух названных решетках в зависимости от числа Маха набегающего потока и от угла натекания показано на рис.18 в.

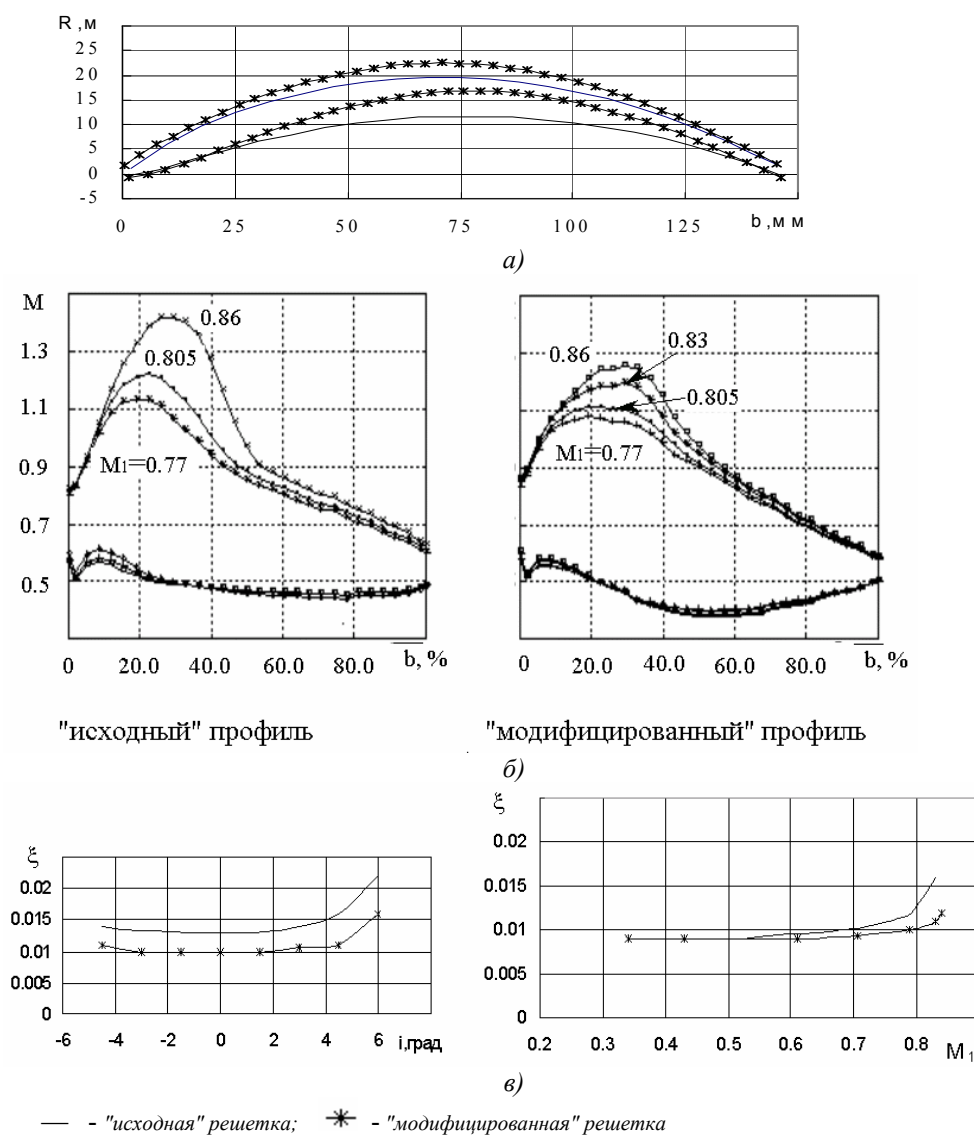


Рисунок 18 — Совершенствования геометрических параметров решетки спрямляющего аппарата вентилятора

Представленный комплекс методов расчета позволяет анализировать течение в многоступенчатых компрессорах и их элементах, а также совершенствовать геометрические параметры решеток профилей, лопаточных венцов и проточной части с целью повышения π_k^* , К.П.Д. и запасов газодинамической устойчивости. Приведенные выше результаты наглядно демонстрируют некоторые его возможности. В настоящее время проводятся работы по созданию нового ПК АхСВ, предназначенного для исследования центробежных компрессоров. Эти материалы будут представлены в отдельном докладе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бойко Л.Г., Гирич Г.А., Ершов В.Н., Яневич В.Н. Метод расчета двумерного течения в многоступенчатом осевом компрессоре // Изв. ВУЗов. — Машиностроение 1989. - N5.
2. Ершов В.Н. Вариационный принцип максимума потока механической энергии и его приложение к расчету осевых турбомашин // Изв. вузов. Авиационная техника 1959. - N 1. - С.46-54.
3. Бойко Л.Г., Ковалев М.А. Метод расчета до- и трансзвукового течения в осевых компрессорах и результаты его апробации // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Тр. междунар. науч.-техн. конф., (29 сент.— 2 окт. 1997) — г. Харьков: ИПМаш НАН Украины, 1997. — С.231-234.
4. Бойко Л.Г., Ершов В.Н., Калямин Д.В., Демин А.Е.. Анализ трансзвукового обтекания плоских компрессорных решеток методом крупных частиц // Изв. ВУЗов.-Авиационная техника.- 1990.-N4.-С.44-47.
5. Бойко Л.Г., Демин А.Е.. Аэродинамическое совершенствование параметров решеток профилей спрямляющего аппарата вентилятора авиационного двигателя на базе метода крупных частиц // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Тр. междунар. науч.-техн. конф., Харьков, 29 сентября- 2 октября 1997г.- Харьков: ИПМаш НАН Украины.- 1997г.- С.260-263.
6. T. Yoshinaka, A.D. LeBlanc. Test results from an analytically designed axial compressor stage of 1:1.65 pressure ratio // AIAA Paper 80-0629, 1980.
7. Шрейбер, Штаркен. Исследование течения в элементарном венце трансзвукового компрессора методом испытаний решетки // Энергетические машины и установки 1984.- N 2.- С.21-29.

УДК 621.515

СОСТОЯНИЕ РАЗВИТИЯ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ВИХРЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Ванеев С.М.*, **Марцинковский В.С.****, **Парафейник В.П.*****, **Сергеев В.Н.******

*Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина;

** ООО «ТРИЗ», г. Сумы, Украина;

***ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы, Украина;

**** МГТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва, Россия

Вихревые компрессорные машины (компрессоры, воздуходувки, вакуум-компрессоры, вакуум-насосы) совмещают в себе преимущества машин динамического принципа действия (отсутствие сложных кинематических и трущихся пар, надежность, безопасность, длительный срок службы, «сухая» проточная часть, сравнительно небольшие масса и габариты) и объемных машин (способность развивать большие напоры при малых расходах). Эти машины отличаются простотой конструкции, технологичностью и дешевизной в изготовлении, удобством и минимумом затрат при эксплуатации, стабильностью и устойчивостью характеристик во всем диапазоне изменения режимных параметров (в частности, в них отсутствует явление помпажа, свойственное центробежным компрессорным машинам). Максимум эффективности вихревых компрессорных машин достигается при сравнительно малых оборотах и окружных скоростях, что часто позволяет исполнять их без мультипликаторов.

Вихревые компрессорные машины находят применение в области относительно малых расходов и высоких напоров, где они составляют успешную конкуренцию центробежным компрессорам и объемным компрессорам роторного типа (в частности, водокольцевым, типа Рутс и др.). Коэффициент адиабатного напора вихревых компрессоров на номинальном режиме может быть 2-5 и более, в то время как для центробежной ступени он меньше 1. Таким образом, при прочих равных условиях для получения того же отношения давлений рабочее колесо вихревого

компрессора должно иметь окружную скорость в несколько раз меньшую, чем рабочее колесо центробежного компрессора, а при одинаковых скоростях на ободе колеса вихревая ступень может заменить несколько центробежных. Это позволяет во многих случаях при создании вихревых компрессоров даже со сравнительно высоким отношением давлений отказаться от применения повышающей передачи или специальных высокооборотных электродвигателей и использовать электродвигатели промышленной частоты, создавая компрессоры в моноблоке с электродвигателем. В итоге снижаются габариты, вес и стоимость компрессорной установки.

По способу преобразования энергии вихревые машины относятся к машинам динамического принципа действия. Согласно регенеративной гипотезе, которая подтверждается теоретическими и экспериментальными исследованиями, частицы газа в проточной части движутся по спиралеобразным траекториям от входа к выходу машины, многократно взаимодействуя с лопатками рабочего колеса и постепенно получая от него энергию. Это продольно-вихревое течение является базовым при обмене энергией между лопатками колеса и частицами газа в канале корпуса; на его интенсивность большое влияние оказывают тип проточной части и геометрические параметры, характеризующие как ступень в целом (отношение диаметра проточной части к диаметру рабочего колеса, отношение площади входного (выходного) патрубка к площади проточной части и др.), так и отдельные ее элементы (углы установки и наклона, число лопаток рабочего колеса, углы наклона входного и выходного патрубков и др.).

Особенностью рабочего процесса вихревой машины является перенос части рабочего тела через отсекаТЕЛЬ с выхода на вход ступени, что приводит (особенно при работе на сжимаемой среде) к дополнительным потерям энергии и экономичности машины вследствие перемешивания и изменения термодинамического состояния потока, поступающего через входной патрубок с потоком, переносимым через отсекаТЕЛЬ. Неизбежными являются также потери на организацию и поддержание продольно-вихревого течения в проточной части машины. Кроме этого, по длине проточной части от входа к выходу ступени изменяется плотность газа и происходит перераспределение массы рабочего тела между рабочим каналом и колесом. Во многом из-за этих обстоятельств вихревые машины имеют сравнительно низкий КПД. Однако, говоря об эффективности компрессорных машин вообще и вихревых в частности необходимо учитывать особенности технологических линий, в которых они работают. Например, если газ после компрессора еще дополнительно подогревается, то положительным эффектом с точки зрения преобразования энергии в компрессоре в этом случае может являться не только приращение механической энергии потока, но и приращение теплоты, в том числе и за счет гидравлических и термодинамических потерь. В этом случае целесообразно ввести понятие коэффициента использования энергии, подразумевая под ним отношение энергии (мощности), переданной газу в единицу времени в форме работы и в форме теплоты к мощности, подведенной на вал компрессора. В этом случае потерями энергии будут являться только объемные потери и теплота, отводимая от потока газа к корпусу компрессора. Хотя для оценки совершенства проточной части компрессора нужно применять общепринятые КПД (адиабатный, политропный и др.).

Вихревые компрессоры применяются во многих отраслях народного хозяйства: для отсоса пыли, агрессивных газов, отходов волокна на ткацких, прядильных, вязальных машинах; на ТЭЦ и химкомбинатах для систем наддува в котлы и печи; в системах вентиляции различных производств; в пневмотранспорте для транспортировки документов, бумаги, гранулированных и других сыпучих материалов; для создания воздушной подушки при транспортировке тяжелых грузов; для наддува двигателей внутреннего сгорания; для аэрации в системах водоочистки; в судовых установках и др.

Известно довольно много исследований в области вихревых компрессоров в бывшем СССР, СНГ и в дальнем зарубежье [1-13]. Наиболее общим трудом, в котором приводится анализ теоретических гипотез рабочего процесса вихревых компрессорных машин, обобщаются и анализируются результаты известных экспериментальных исследований и дается методика расчета геометрических и режимных параметров одноступенчатого вихревого компрессора на основе регенеративной гипотезы, является литература [10].

В настоящее время вихревые компрессоры разрабатываются, исследуются и изготавливаются, в частности, в МГТУ им. Н.Э. Баумана и ООО «ЭНГА» (г. Москва), в ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» (г. Сумы), в ООО «ТРИЗ» (г. Сумы).

В МГТУ им. Баумана и ООО «ЭНГА» разработана и в настоящее время серийно выпускается промышленностью целая гамма отечественных турбовоздуходувок вихревого типа. Конструкции оригинальны и защищены патентами России, США и ряда стран Европы [14-17]. По своим характеристикам машины не уступают лучшим зарубежным аналогам. Уже накоплен достаточно богатый опыт эксплуатации таких машин, в том числе и на очистных сооружениях. Это в первую очередь машины марки ЭФ 100. Диапазон их производительностей - от 200 до 800 м³/час и давлений - до 80 кПа. На рис. 1 представлена вихревая воздуходувка из серии ЭФ 100. Машина установлена на одной раме с электродвигателем и связана с ним клиноременной передачей. Подбором шкивов и мощности электродвигателя практически на одной машине получают целую сеть различных характеристик (рис. 2).

Характеристики представляют собой практически обратно пропорциональную зависимость давления от производительности, что весьма удобно для автоматизации и регулирования. Важно и то, что в отличие от характеристик турбомашин центробежного типа эти характеристики не имеют помпажных зон. Т. е., практически, машина устойчиво работает выше номинального давления, потребляя при этом лишь дополнительную

мощность. Важно и то, что потребляемая мощность падает с ростом производительности. У центробежных турбомашин все наоборот. Поэтому вихревым турбонасосам не страшны пусковые режимы.

Подбор шкивов и электродвигателей, как это сделано в серии ЭФ 100, самый простой и дешевый способ получения сети рабочих характеристик на одной вихревой машине. Однако, это неудобно с точки зрения регулирования, как процесса автоматического изменения параметров. Например, в системах аэрации потребность в воздухе может существенно изменяться, как в течение суток (дневное и ночное время), так и в зависимости от сезона (лето, зима). В целях экономии электроэнергии, а эта экономия может достигать до 40%, в последнее время все большее применение находят системы автоматического регулирования подачи воздуха путем изменения частоты вращения турбовоздуходувки. Благодаря появившимся на рынке устройствам преобразования частоты тока, система

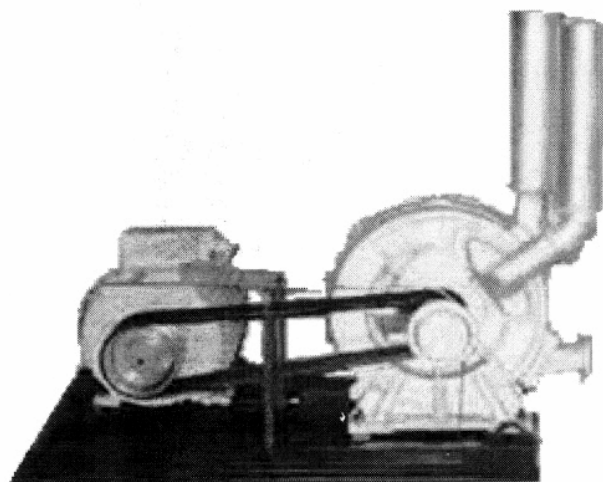
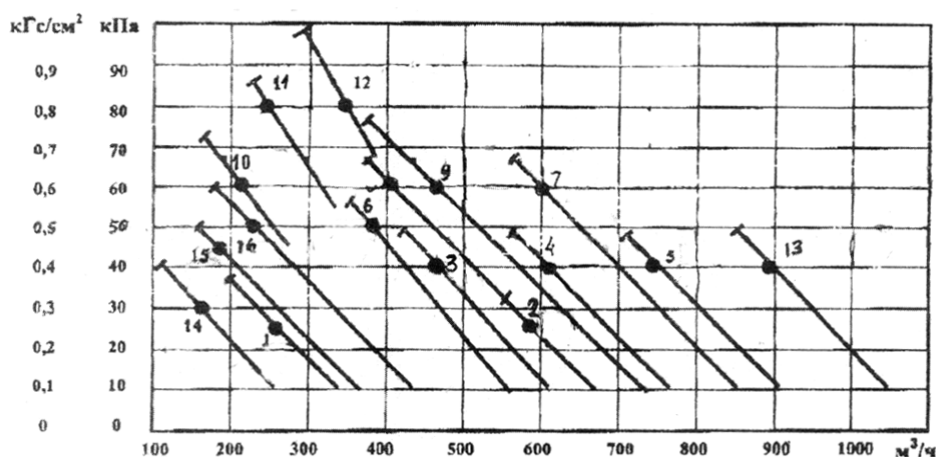


Рисунок 1 - Общий вид воздуходувки из серии ЭФ-10

автоматического регулирования стала простой и доступной. В вихревой турбовоздуходувке изменение частоты вращения смещает характеристику в ту или иную сторону практически эквидистантно первоначальной. Иными словами, поле характеристик, изображенное на рис. 2, может быть получено практически на одной машине путем изменения частоты вращения с помощью преобразователя частоты. Такая машина была разработана – это вихревой вакуум-компрессор ВВК-3 (см. рис. 3), который выполнен в виде моноблока, с рабочим колесом, установленным непосредственно на валу двигателя. Номинальные параметры машины: производительность - 700 м³/час, давление нагнетания - 40 кПа, частота вращения - 3000 об/мин. Понижая частоту вращения с помощью преобразователя частоты,



включенного в цепь питания электродвигателя, можно получить практически любую рабочую точку на поле характеристик, изображенном на рис. 2.

Рисунок 2 - Характеристики воздуходувок ЭФ100 (1-16 – рабочие точки воздуходувок соответствующих типоразмеров)

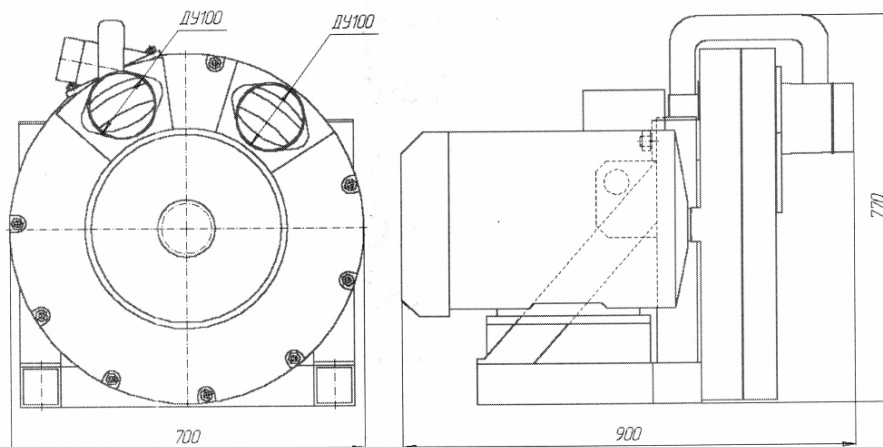


Рисунок 3 - Чертеж общего вида вихревого вакуум-компрессора ВВК-3

ВВК-3 – самая крупная машина из серии вихревых воздуходувок ВВК. Все машины этой серии имеют общую особенность – это моноблоки. Первая машина из

этой серии – ВВК-1 была разработана в МГТУ им. Н.Э. Баумана и серийно выпускалась на НПО «Энергия» с 1991 г. Машина предназначалась для систем пневмотранспорта муки в пекарнях. Ее рабочие параметры: производительность – 120 м³/час; давление нагнетания – 28-30 кПа; мощность электродвигателя – 5,5 кВт; масса – 80 кг; габариты – 500х500х500 мм.

В 1999 г. эти машины начали применяться в системах аэрации. В настоящее время создана и выпускается серийно отечественным предприятием ООО "ЭНГА" новая версия - ВВК-2 (см. рис. 4).

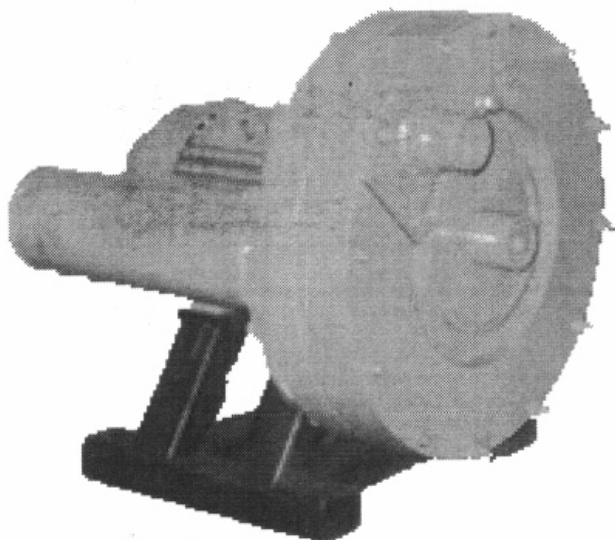


Рисунок 4 - Общий вид вихревой воздуходувки ВВК-2

В отличие от ВВК-1 в ВВК-2 внесены много конструктивных изменений, повышающих надежность при круглосуточной эксплуатации. ВВК-2 - машина универсальная, так как позволяет с помощью несложной трансформации получить два исполнения и, соответственно, две разных характеристики со следующими рабочими точками:

	Исполнение 1	Исполнение 2
Производительность, м ³ /час	130	50
Давление, кПа	30	30
Потребляемая мощность, кВт	5,2	3

С учетом тенденции расширения строительства небольших очистных сооружений, в МГТУ им. Н. Э. Баумана в настоящее время разработаны и созданы опытные образцы микровоздуходувок вихревого типа на производительность 5 м³/час и 20 м³/час с мощностью электродвигателей соответственно 0,5 и 1,5 кВт.

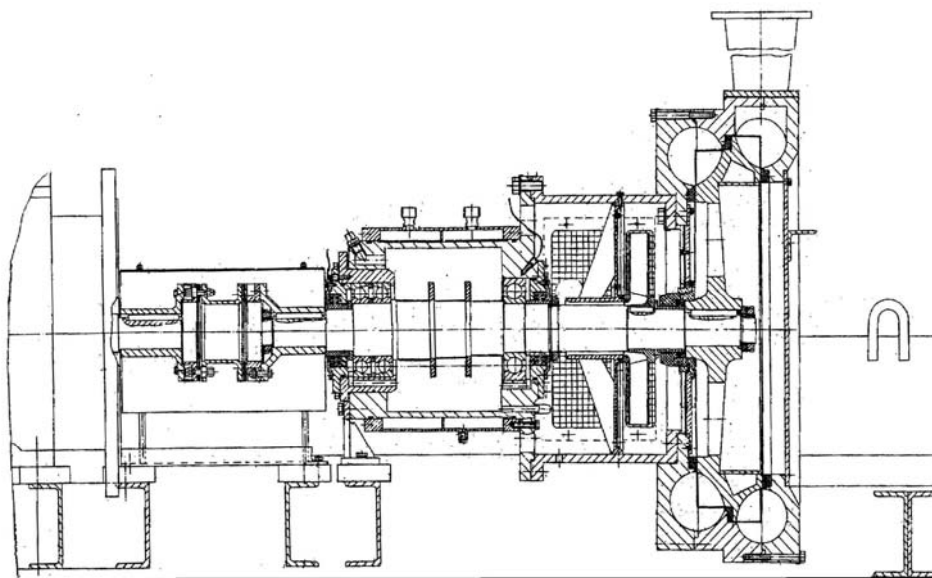
В ООО «ТРИЗ» и СумГУ были спроектированы, изготовлены и испытаны несколько вихревых воздуходувных машин:

- воздуходувка с периферийным рабочим каналом для наддува магнитных подшипников газоперекачивающих агрегатов (производительность - 2 нм³/мин, давление нагнетания - 100 мм вод. ст., (0.101 МПа));

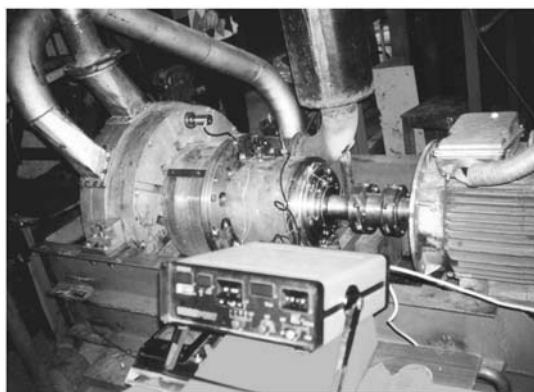
- вакуум-насос с периферийно-боковым рабочим каналом для вакуумной уборки в цехе аэросила на одном из предприятий химической промышленности (производительность - 15 нм³/мин, давление всасывания - 85600 Па);

- воздуходувка с периферийно-боковым рабочим каналом, предназначенная для индивидуального наддува воздуха в котлы сжигания угольной пыли на тепловых электростанциях ВВ 12/1-1,6 (производительность - 12 $\text{м}^3/\text{мин}$ (подача 10 $\text{м}^3/\text{мин}$), давление нагнетания - 0,16 МПа); эта воздуходувка (рис. 5) конструктивно выполнена двухступенчатой с двухвенечным рабочим колесом и подводом газа во вторую ступень по внешнему обводному каналу, для разгрузки подшипниковых узлов от радиальных усилий входные и выходные патрубки ступеней смещены относительно друг друга в окружном направлении.

Все воздуходувки выполнены с приводом непосредственно от электродвигателя.



а)



б)



в)

Рисунок 5 - Вихревая воздуходувка ВВ 12/1-1,6:

а) – схема; б) – общий вид; в) – рабочее колесо

В ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» вихревые воздуходувки нашли применение в системах наддува воздуха для запираания утечек газа в «сухих» уплотнениях и системах продувки и охлаждения магнитных подвесов центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов. Для этих целей были созданы:

- воздуходувка ВХ2-5/1,2 с двухканальным периферийно-боковым рабочим каналом (производительность - 5 м³/мин, давление нагнетания - 200 мм вод. ст.);
- воздуходувка ВХ2-2/1,2 с периферийно-боковым рабочим каналом (производительность - 2 м³/мин, давление нагнетания - 0.12 МПа).

Все воздуходувки выполнены с приводом непосредственно от электродвигателя.

Одним из основных производителей воздуходувок вихревого типа в Европе является фирма "Сименс". Фирма выпускает целую гамму машин серии "ELMO-G" (см. рис. 6).

Одна из типичных конструкций и общий вид вихревого компрессора фирмы "Сименс" показаны на рис. 7 [18].

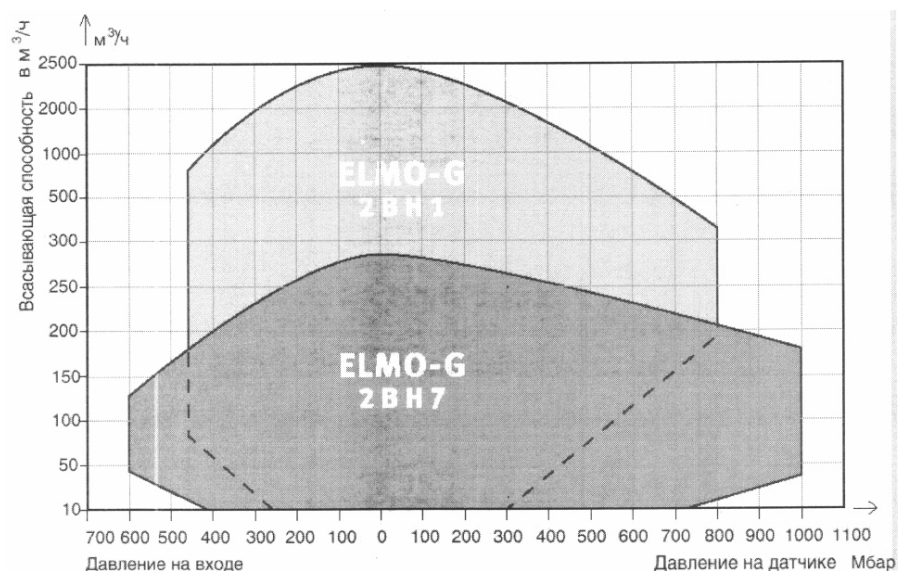
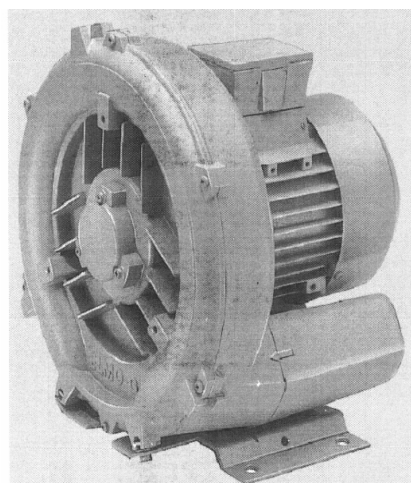
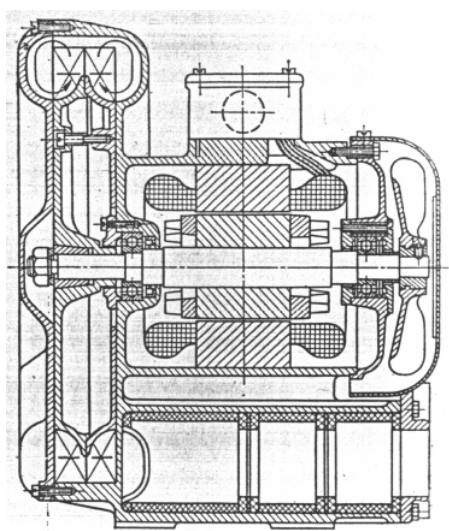


Рисунок 6 - Поле характеристик вихревых компрессорных машин фирмы "Сименс"



а)

б)

Рисунок 7 - Конструкция (а) и общий вид (б) вихревого нагнетателя фирмы „Сименс”

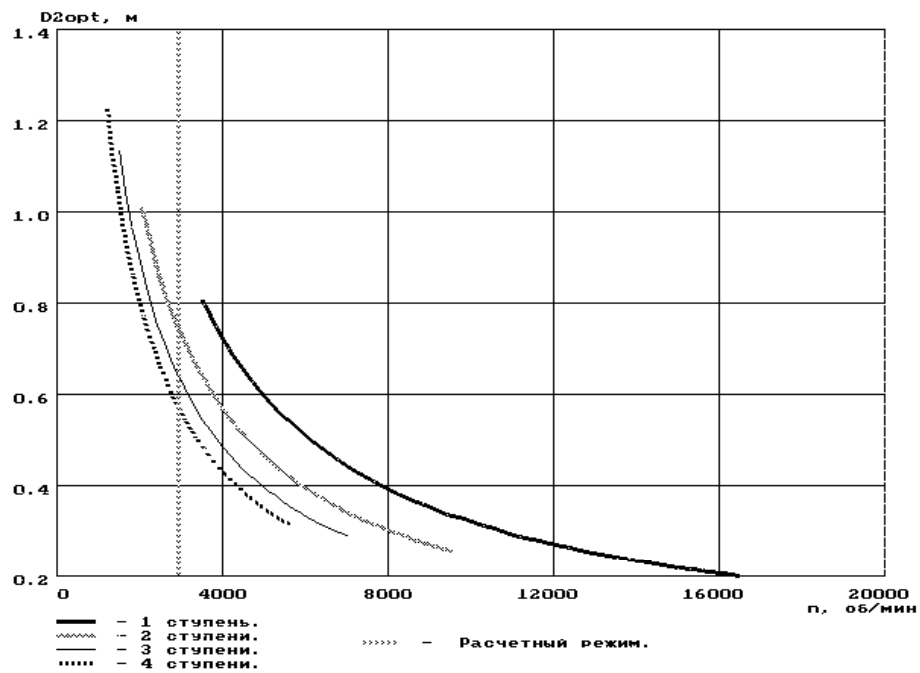


Рисунок 8 - Зависимость наружного диаметра рабочего колеса от частоты вращения и числа ступеней для оптимального режима

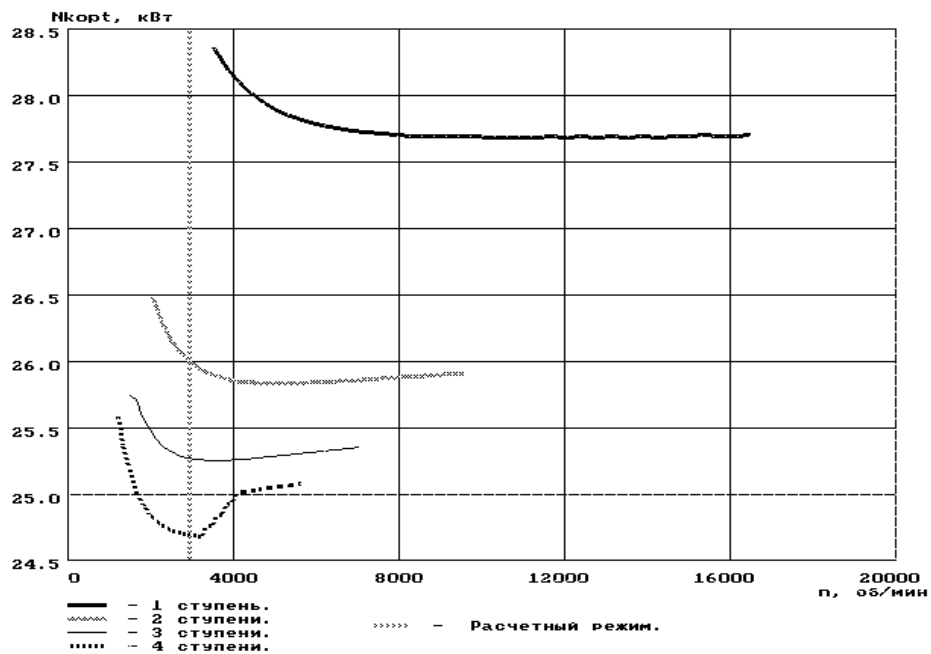


Рисунок 9 - Зависимость мощности, потребляемой компрессором, от частоты вращения и числа ступеней для оптимального режима

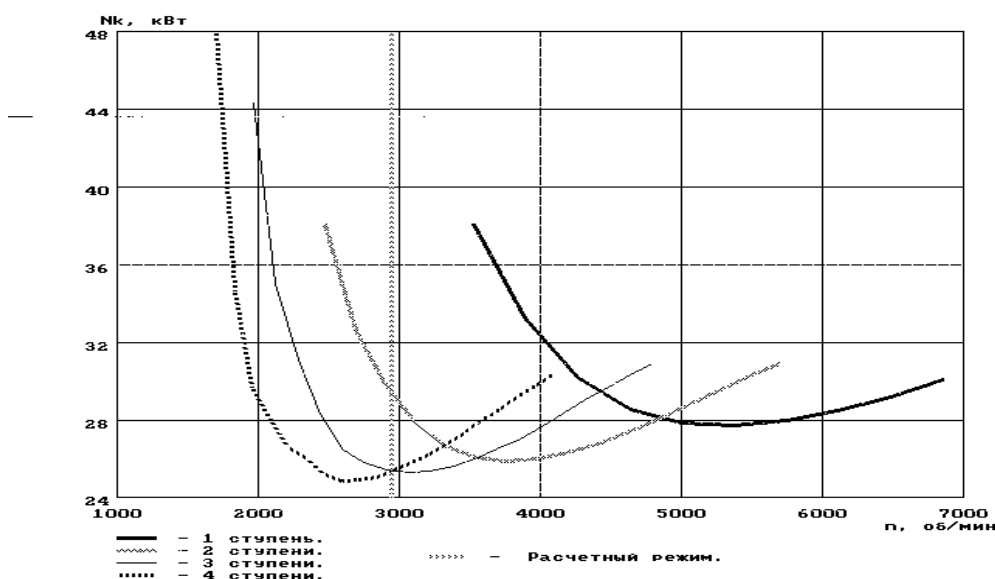


Рисунок 10 - Зависимость мощности, потребляемой компрессором, от частоты вращения и числа ступеней при заданном наружном диаметре рабочих колес ($D_2=0,6$ м)

Методика предварительного расчета и методика расчета геометрических и режимных параметров одноступенчатого вихревого компрессора изложена в литературе [10]. В процессе проектирования вихревых компрессорных машин в последние годы была уточнена и расширена методика предварительного расчета, изложенная в литературе [10]; разработаны методика расчета геометрических и режимных параметров многоступенчатых машин, а также методика расчета характеристик как одноступенчатых, так и многоступенчатых вихревых компрессорных машин при изменении с определенным шагом степени повышения давления в ступени [12, 13]. На алгоритмическом языке "Паскаль" в системе "Турбопаскаль" разработан пакет прикладных программ, основными составными частями которого являются:

- предварительный расчет (позволяет определить рациональную схему машины: выбрать число ступеней, оценить наружные диаметры рабочих колес и потребляемую мощность (см. рис. 8, 9, 10);
- расчет геометрических и газодинамических параметров проточной части (для оптимального режима работы и для режимов, отличных от оптимального, но лучших по массогабаритным показателям);
- расчет различных характеристик машины, как для проектируемого варианта, так и по заданной геометрии проточной части при изменении условий эксплуатации или для других исходных данных.

На рис. 11 для примера показаны расчетные зависимости напора (разности давлений на входе и выходе) потребляемой мощности, и адиабатного КПД от производительности для вихревой двухступенчатой воздуходувки ВВ12/1-1,6.

Результаты испытаний показали очень высокую точность расчетов: расчетные и экспериментальные характеристики практически совпали. На рис. 12 показаны многократно проверенная экспериментальная зависимость, расчетная проектная зависимость и зависимость, рассчитанная по известной геометрии при условиях испытаний, которые отличались от проектных.

Известно, что вихревые турбомашины чувствительны к зазорам. На рис. 13 показаны зависимости давления нагнетания от подачи компрессора при различных торцевых зазорах. Из рисунка видно, что с уменьшением торцевых зазоров характеристики компрессора заметно улучшаются.

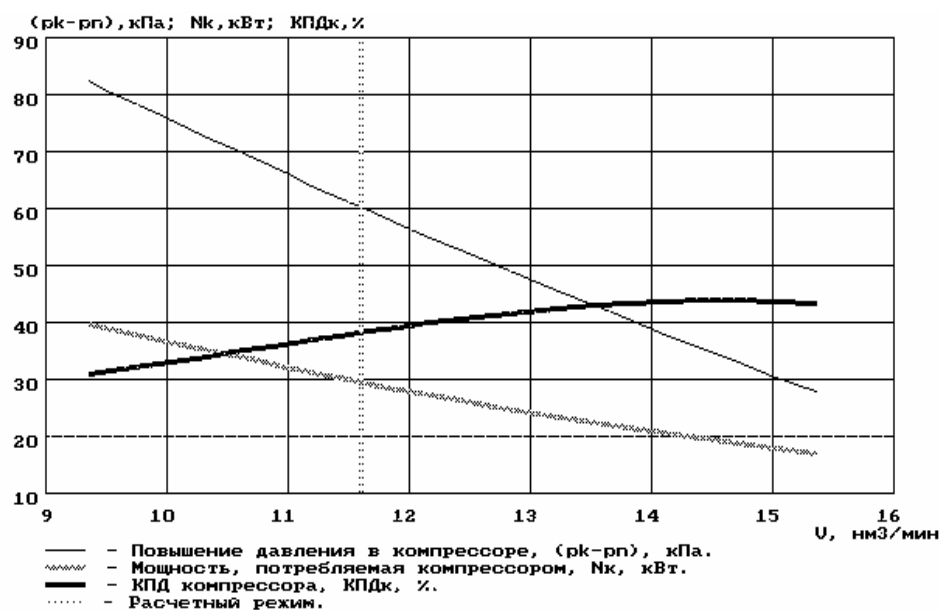


Рисунок 11 - Характеристики вихревого компрессора
($p_{вс}=101325$ Па, $T_{вс}=313$ К, $p_{наг}=161325$ Па)

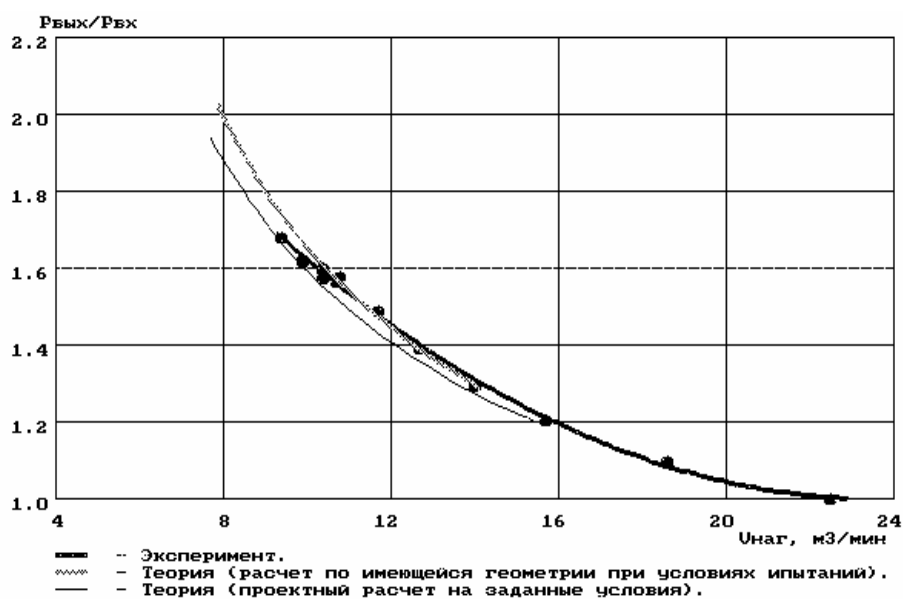


Рисунок 12 - Экспериментальная и расчетные зависимости степени повышения давления в вихревой воздушодувке ВВ 12/1-1,6 от подачи ($V_{наг.ном}=10$ м³/мин)

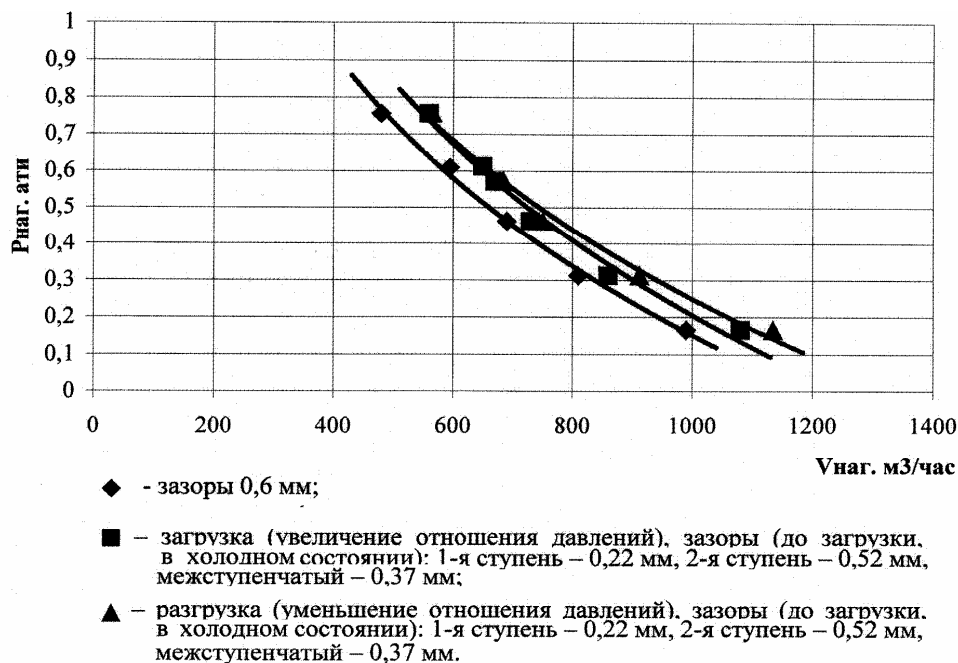


Рисунок 13 - Экспериментальные зависимости давления нагнетания (избыточного) от подачи в вихревой воздуходувке ВВ 12/1-1,6 при разных торцевых зазорах

Разработано поле характеристик для вихревых воздушных компрессоров и вакуум-насосов. На рис. 14 показаны зависимости степени повышения давления в вихревом компрессоре от производительности для нескольких значений мощности электродвигателя. Аналогичные зависимости для вихревых вакуум-насосов даны на рис. 15. Каждая точка на зависимостях представляет собой оптимальный режим работы (режим работы, соответствующий максимальному значению КПД) конкретного компрессора, т.е. эти зависимости - совокупность оптимальных режимов. Для машин, соответствующих оптимальному режиму с наибольшей производительностью, построена характеристика машины для зоны максимального КПД (тонкие линии на рис. 14, 15). Зависимости, приведенные на рис. 14, 15 относятся к неохлаждаемым двух- и одноступенчатым воздушным вихревым компрессорам и вакуум-насосам при температуре на входе 40 °С и частоте вращения ротора 2950 об/мин. Имеются расчеты, позволяющие построить поле характеристик также и для трех- и четырехступенчатых неохлаждаемых машин. Можно построить поле характеристик также и для охлаждаемых машин или в других обозначениях координат. При расчетах полей характеристик вводились ограничения по температуре нагнетания (не выше 200 °С), по наружному диаметру рабочих колес (не более 700 мм). Предлагаемые поля характеристик позволяют при работе с заказчиком быстро оценить целесообразность проектирования вихревой машины.

Подводя итог можно отметить, что в настоящее время кроме традиционных областей применения вихревые компрессорные машины начали применяться также в

системах «сухих» уплотнений турбомашин, для продувки магнитных подшипников, в небольших очистных сооружениях для аэрации сточных вод.

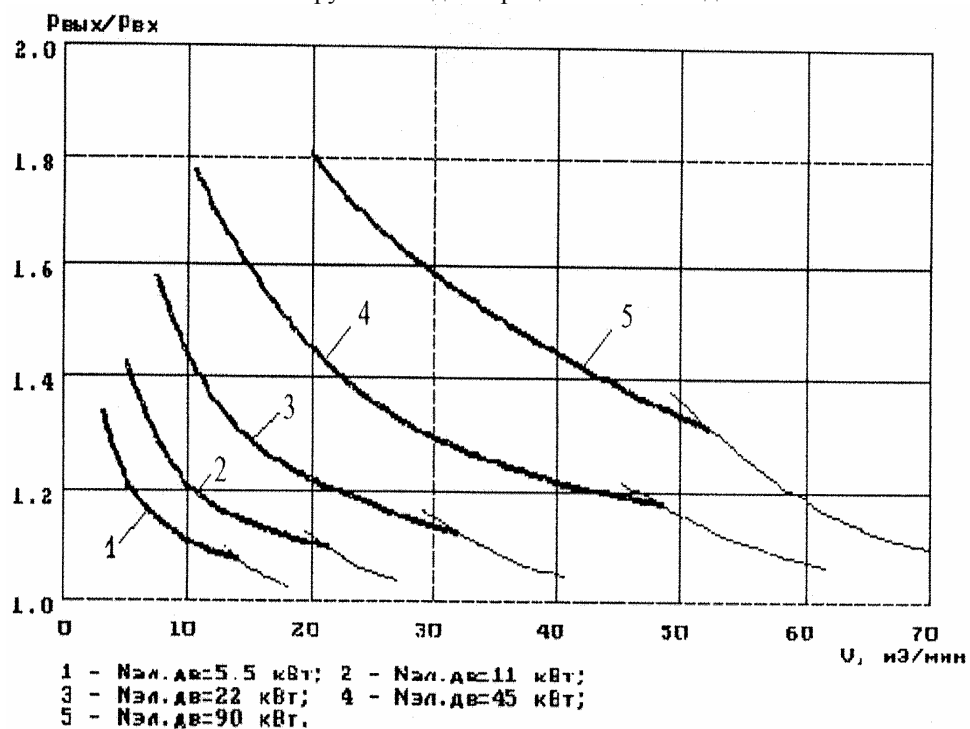
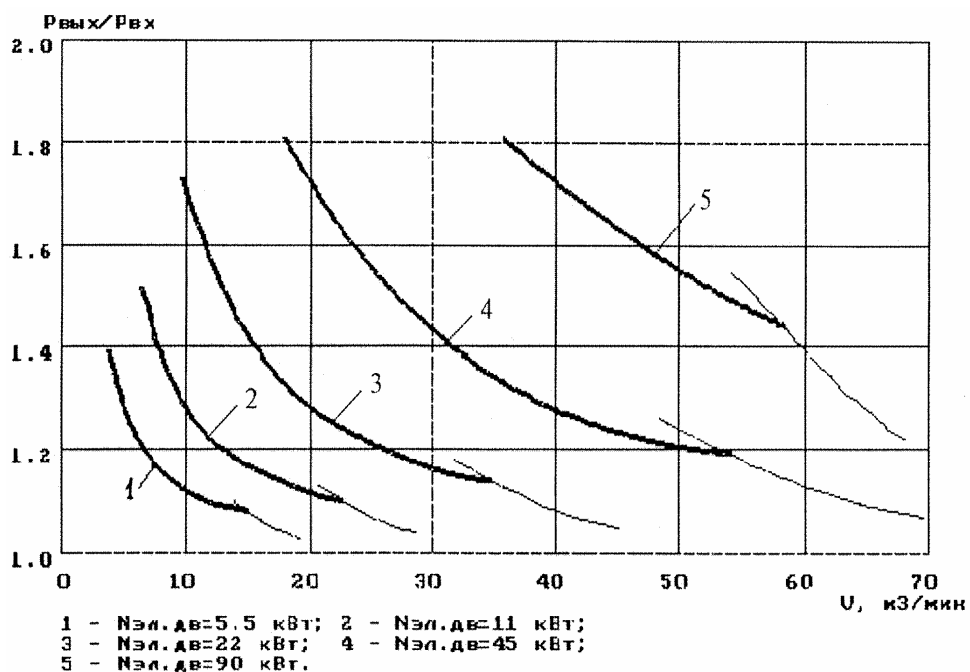


Рисунок 14 - Поле характеристик вихревых двух- и одноступенчатых воздушных компрессоров
 ($T_{вс}=313$ К, $p_{вс}=101325$ Па, $n=2950$ об/мин)



SUMMARY

The situation with development Fields of application Calculation techniques and characteristics of vortex compressors are considered.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бондаренко Ю.А. Исследование вихревых компрессорных машин с периферийно-боковым каналом: Дис. канд. техн. наук: 05.04.03. - Л., 1969.
2. Осемян Л.С. Исследование влияния геометрии меридионального сечения проточной части и входного угла лопаток рабочего колеса на эффективность ступени вихревого компрессора: Дис. канд. техн. наук: 05.04.03. - Л., 1977.
3. Парафейник В.П., Рекстин Ф.С., Бондаренко Ю.А. Исследование влияния торцевых зазоров в ступени вихревого компрессора на эффективность его работы. Химическое и нефтяное машиностроение. 1979. № 8. С.7-8.
4. Парафейник В.П., Соколов С.Г., Бондаренко Ю.А., Рекстин Ф.С. Исследование влияния геометрии некоторых элементов проточной части на эффективность вихревого компрессора. Конструирование, технология и эксплуатация компрессорных машин различного назначения: Тр. 4-й Всесоюз. науч.-техн. конф. - Сумы, 1976. С.127-130.
5. Вишубский И.М. Исследование вихревых нагнетателей судовых систем с целью оптимизации основных геометрических параметров проточной части: Дис. канд. техн. наук: 05.08.05. - Николаев. 1979.
6. Хмара В.Н. Вихревые вакуум-компрессоры: Учебное пособие. - М.: Изд. МВТУ им Н.Э. Баумана, 1979.
7. Анохин В.Д. Исследование вихревого вакуум-компрессора: Дис. канд. техн. наук: 05.04.06. - Л., 1975.
8. Бурлай В.В. Исследование влияния охлаждения на эффективность вихревого вакуум-компрессора: Дис. канд. техн. наук: 05.04.06. - Л., 1980.
9. Хмара В.Н., Радугин М.А. Исследование рабочих колес вихревых нагнетателей с периферийным каналом. Химическое и нефтяное машиностроение. 1980. № 9. С.20-21.
10. Вишубский И.М., Рекстин Ф.С., Шквар А.Я. Вихревые компрессоры.-Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988.
11. Пат. 816 Украина, МПК⁷ F04D17/06, F04D29/28, F04D5/00. Проточная часть багатоступенчатого компрессора / В.С. Марцинковский, В.Г. Грищенко, С.М. Ванеєв; Заявлено 07.02.2000; Опубл. 15.05.2001.
12. Ванеєв С.М., Грищенко В.Г. Создание вихревых компрессорных машин. Химическое и нефтегазовое машиностроение. 1988. № 11.
13. Ванеєв С.М., Марцинковский В.С., Грищенко В.Г. Вихревые турбомашини для сжимаемых сред. Компрессорная техника и пневматика. 2002. № 3. С. 2-7.
14. Патент России №2032836 от 1992 г.
15. Патент России №2070993 от 1994 г.
16. Патент США №5499900 от 1996 г.
17. Патент Европы №0646728 от 1998 г.
18. Проспект фирмы «Сименс», 1970.

УДК 632.680

МЕТОД РАСЧЕТА ДО - И ТРАНСЗВУКОВЫХ ТЕЧЕНИЙ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Бойко Л.Г. *, д-р техн. наук, проф.; Барышева Е.С. *; Фесенко К.В. *;

Бухолдин Ю.С. **, канд. техн. наук; Довженко В.Н. **, канд. техн. наук

**Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков, Украина;*

***СКБ Турбокомпрессорных машин ОАО "Сумское НПО им. М.В. Фрунзе", Украина*

Одним из ключевых направлений развития компрессорной техники является совершенствование существующих и разработка новых типов центробежных компрессоров с целью создания конкурентоспособной на мировом рынке продукции.

Широкое использование в практике проектирования и конструкторского сопровождения современных численных методов позволяет сократить объемы сложных и дорогостоящих экспериментальных работ, а также сроки создания изделий. Поэтому разработка методов расчета, обладающих необходимой для практики точностью, работающих в широком диапазоне режимов и построенных на экономичных численных алгоритмах является актуальной задачей.

В настоящее время наибольший объем расчетных работ при создании и доводке новой техники приходится на двумерные методы расчета, которые предназначены для исследования структуры течения в проточной части в широком диапазоне режимов работы, определения суммарных характеристик и прогнозирования влияния на них предполагаемых конструктивных изменений.

Ниже представлен метод поверочного расчета осесимметричного течения в центробежных компрессорах и осесимметричных каналах сложной формы. Соответствующий комплекс прикладных программ АхСВ позволяет определить поля параметров потока, суммарные характеристики ступени и ее элементов. Область применения метода определена до- и трансзвуковыми (до $M=1,4$) режимами течения.

В основу метода положено решение системы уравнений установившегося движения невязкого нетеплопроводного сжимаемого газа в системе координат, вращающейся равномерно с угловой скоростью $\vec{\omega}$

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{w}) = 0, \quad (1)$$

$$(\vec{w} \cdot \vec{\nabla}) \cdot \vec{w} + 2\vec{\omega} \times \vec{w} + \vec{\omega} \times \vec{u} + \frac{1}{\rho} \cdot \vec{\nabla} p = 0, \quad (2)$$

$$\vec{\nabla} \cdot [\vec{w} \cdot (\rho E + p)] = 0, \quad (3)$$

где ρ – плотность, \vec{w} – вектор относительной скорости, \vec{u} – вектор окружной скорости, p – давление, $E = c_v \cdot T + (w^2 - u^2)/2$, T – температура, c_v – теплоемкость при постоянном объеме. Для ее замыкания использовано уравнение состояния совершенного газа

$$p = \rho R T, \quad (4)$$

где R – универсальная газовая постоянная.

Решение задачи строится в обобщенной криволинейной системе координат (ξ, η, φ) , что позволяет применить единый подход к рассмотрению течения в осевых, диагональных и центробежных компрессорах, а также упростить постановку граничных условий на ограничивающих поток поверхностях. Отображение расчетной области в физическом пространстве цилиндрических координат (x, r, φ) , рис. 1, на расчетную область в пространстве обобщенных координат (ξ, η, φ) , осуществлено таким образом, чтобы координатные оси ξ и η совпадали с границами области в физическом пространстве, а ось φ – с окружным направлением. При этом предусмотрена возможность разбиения исходной физической области в направлении оси ξ на подобласти с криволинейными границами (см. рис. 1а)), соответствующими границам рабочего колеса, лопаточного и безлопаточного диффузоров, обратного направляющего аппарата и криволинейных каналов между ними.

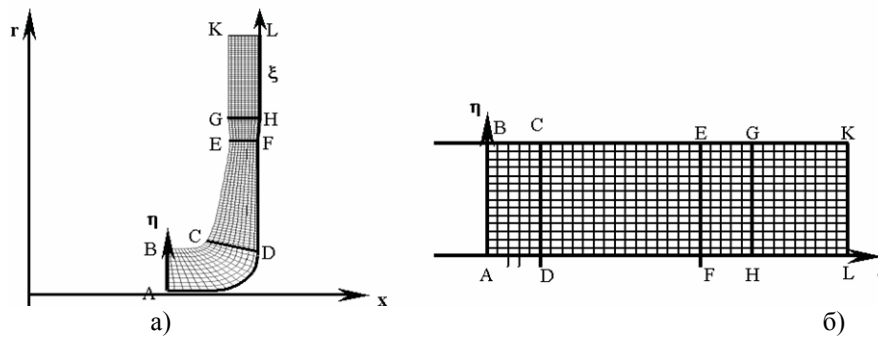


Рисунок 1 — Отображение расчетной области

После применения процедуры осреднения в окружном направлении получим уравнение неразрывности в виде:

$$\frac{\partial(\rho\chi w^{\xi}\sqrt{g})}{\partial\xi} + \frac{\partial(\rho\chi w^{\eta}\sqrt{g})}{\partial\eta} = 0,$$

где w^{ξ}, w^{η} – контравариантные компоненты вектора скорости, χ – коэффициент загромождения, g – определитель метрического тензора. Отсюда функция тока ψ определяется как:

$$\frac{\partial\psi}{\partial\xi} = -\rho\chi\sqrt{g}w^{\eta}, \quad \frac{\partial\psi}{\partial\eta} = \rho\chi\sqrt{g}w^{\xi}.$$

Закон сохранения энергии (3), осредненный по окружной координате φ , представляет собой условие сохранения ротальной H вдоль поверхности тока $\psi = const$

$$H = c_p \cdot T + (w^2 - u^2)/2$$

и может быть представлен в виде:

$$\vec{w} \cdot \vec{\nabla} H = 0 \quad \text{или} \quad w^{\xi} \frac{\partial H}{\partial \xi} + w^{\eta} \frac{\partial H}{\partial \eta} = 0.$$

Для вычисления функции тока использовано уравнение движения (2), записанное в энергетической форме:

$$\vec{w} \times (\vec{\nabla} \times \vec{v}) = \vec{\nabla} H - T \cdot \vec{\nabla} S, \quad (5)$$

где S – энтропия, которое для областей занятых лопаточными венцами после преобразований примет вид:

$$\frac{\partial P}{\partial \eta} - \frac{\partial Q}{\partial \xi} = U + P \cdot A_{\eta} - Q \cdot A_{\xi}, \quad (6)$$

$$\text{где} \quad P = \frac{1}{\rho\chi\sqrt{g}} \left(\gamma_{\xi\xi} \frac{\partial\psi}{\partial\eta} - \gamma_{\xi\eta} \frac{\partial\psi}{\partial\xi} \right), \quad Q = \frac{1}{\rho\chi\sqrt{g}} \left(\gamma_{\xi\eta} \frac{\partial\psi}{\partial\eta} - \gamma_{\eta\eta} \frac{\partial\psi}{\partial\xi} \right),$$

$$A_{\eta} = \frac{1}{w^2} \left(\frac{\partial H}{\partial \eta} - T \frac{\partial S}{\partial \eta} \right), \quad A_{\xi} = \frac{1}{w^2} \left(\frac{\partial H}{\partial \xi} - T \frac{\partial S}{\partial \xi} \right),$$

$$U = 2u \cdot \left(n_{\eta} \frac{\partial r}{\partial \xi} - n_{\xi} \frac{\partial r}{\partial \eta} \right), \quad \gamma_{ij} = g_{ij} + r^2 \cdot n_i \cdot n_j,$$

где n_{η}, n_{ξ} – проекции вектора нормали к срединной межлопаточной поверхности S_2 на соответствующие оси, рис.2.

Для областей, свободных от лопаточных венцов, $u=0$, $\vec{w} = \vec{v}$. Окружная компонента вектора скорости определяется из осредненной по окружной координате

φ -проекция уравнения движения, которая в случае невязкого течения представляет собой условие сохранения циркуляции вдоль поверхности тока:

$$\vec{v} \cdot \nabla \Gamma = 0 \quad \text{или} \quad v^\xi \frac{\partial \Gamma}{\partial \xi} + v^\eta \frac{\partial \Gamma}{\partial \eta} = 0. \quad (7)$$

Уравнение для определения функции тока (5) для свободных каналов имеет вид,

$$\text{где} \quad P = \frac{1}{\rho \chi \sqrt{g}} \left(g_{\xi\xi} \frac{\partial \psi}{\partial \eta} - g_{\xi\eta} \frac{\partial \psi}{\partial \xi} \right), \quad Q = \frac{1}{\rho \chi \sqrt{g}} \left(g_{\xi\eta} \frac{\partial \psi}{\partial \eta} - g_{\eta\eta} \frac{\partial \psi}{\partial \xi} \right),$$

$$U = 0, \quad A_\eta = \frac{1}{v_m^2} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial \eta} - T \cdot \frac{\partial S}{\partial \eta} - \frac{\Gamma}{r^2} \cdot \frac{\partial \Gamma}{\partial \eta} \right), \quad A_\xi = \frac{1}{v_m^2} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial \xi} - T \cdot \frac{\partial S}{\partial \xi} - \frac{\Gamma}{r^2} \cdot \frac{\partial \Gamma}{\partial \xi} \right).$$

Поле плотности ищется из проекции уравнения движения (2):

$$\vec{w} \times (\nabla \times \vec{v}) - \nabla H + \nabla I - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \nabla(\rho I) = 0,$$

на вектор относительной скорости, которое после осреднения по координате φ принимает вид:

$$w^\xi \frac{\partial \rho}{\partial \xi} + w^\eta \frac{\partial \rho}{\partial \eta} = \rho \cdot F, \quad \text{где} \quad F = \frac{1}{k-1} \cdot \frac{1}{I} \left(w^\xi \frac{\partial I}{\partial \xi} + w^\eta \frac{\partial I}{\partial \eta} \right). \quad (8)$$

Уравнение (8) пригодно для определения поля плотности как в областях, занятых лопаточными венцами, так и в свободных каналах.

На входе в расчетную область, рис. 1а, на линии AB задается распределение по радиусу полной температуры, давления и величины закрутки потока v_u или угла входа потока α . На границах AB и KL предусмотрена возможность задания граничных условий двух типов: распределения плотности тока либо наклона линий тока. На твердых стенках AL и BK , ограничивающих проточную часть в меридиональной плоскости, ставятся условия непротекания. Кроме того, задается режим работы ступени или многоступенчатого компрессора: массовый расход G и частота вращения ротора n .

При этом обеспечивается непрерывность по первой и второй производным и линейная экстраполяция за пределами заданного интервала, на котором определяется сплайн.

Все составляющие дифференциального уравнения функции тока (5) представляются в виде частных производных и аппроксимируются с помощью конечно-разностных соотношений с погрешностью второго порядка. Для их аппроксимации вводится девятиточечный шаблон, единообразный для всей расчетной области. Таким образом, разностная схема для этого уравнения имеет вид:

$$P_{i,j+1/2} - P_{i,j-1/2} - h \cdot (P \cdot A_\eta)_{i,j} - Q_{i+1/2,j} + Q_{i-1/2,j} + h \cdot (Q \cdot A_\xi)_{i,j} = h \cdot U_{i,j}. \quad (9)$$

Совокупность уравнений (8), записанных для каждого узла расчетной сетки, вместе с граничными условиями образует систему линейных уравнений с сильно разреженной матрицей. Для решения полученной системы уравнений используется метод Зейделя.

Уравнение плотности (7) является дифференциальным уравнением первого порядка и записывается следующим образом:

$$\psi_\eta \frac{\partial \rho}{\partial \xi} = f(\rho, \xi), \quad \text{где} \quad f(\rho, \xi) = \rho \cdot F + \psi_\eta \frac{\partial \rho}{\partial \eta}. \quad (10)$$

Для численного интегрирования уравнения (9) используется неявная одношаговая схема $\frac{\rho^i - \rho^{i-1}}{h} = \frac{f^i + f^{i-1}}{2}$.

Полученная система уравнений решается методом прогонки.

В предлагаемом методе весь расчет сводится к итерациям по функции тока и плотности, причем вычисление этих величин выполняется поочередно. Величина невязки $\delta\psi$ определяется как $\delta\psi = \max |\tilde{\psi}_{i,j} - \psi_{i,j}^{(n)}|$.

Если величина невязки $\delta\psi > \varepsilon$, где ε — наперед заданная точность, то необходимо повторить итерационную процедуру для $n+1$ шага. В противном случае уточняется поле ρ и определяются компоненты вектора скорости.

При моделировании двумерного течения газа в проточной части центробежного компрессора учет проявления вязких свойств потока осуществляется косвенно путем модификации уравнения (5), путем введения в него дополнительного члена, имитирующего воздействие диссипативных сил на структуру потока.

С целью учета вязких эффектов преобразовано уравнение движения, которое может быть записано в виде:

$$\bar{w} \times (\bar{\nabla} \times \bar{v}) = \bar{\nabla} H - T \cdot \bar{\nabla} S - \bar{D}. \quad (11)$$

Для вывода уравнения, позволяющего рассчитать плотность, использовано уравнение движения в следующей форме:

$$\bar{w} \times (\bar{\nabla} \times \bar{v}) - \bar{\nabla} H + \bar{\nabla} I - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \bar{\nabla}(\rho I) = -\bar{D}. \quad (12)$$

После скалярного умножения (12) на \bar{W} и осреднения по окружной координате получим уравнение для расчета плотности в виде:

$$w^\xi \frac{\partial \rho}{\partial \xi} + w^\eta \frac{\partial \rho}{\partial \eta} = \rho \cdot F, \text{ где } F = \frac{1}{k-1} \cdot \frac{1}{I} \left(w^\xi \frac{\partial}{\partial \xi} + w^\eta \frac{\partial}{\partial \eta} \right) - \bar{w} \cdot \bar{D}$$

или

$$F = \frac{1}{k-1} \cdot \frac{1}{I} \left(w^\xi \frac{\partial}{\partial \xi} + w^\eta \frac{\partial}{\partial \eta} \right) + T \left(w^\xi \frac{\partial S}{\partial \xi} + w^\eta \frac{\partial S}{\partial \eta} \right). \quad (13)$$

Окружная компонента вектора скорости определяется из осредненной по окружной координате φ -проекции уравнения движения:

$$\bar{v} \cdot \bar{\nabla} \Gamma = D_\varphi \text{ или } v^\xi \frac{\partial \Gamma}{\partial \xi} + v^\eta \frac{\partial \Gamma}{\partial \eta} = D_\varphi, \quad (14)$$

$$\text{где } D_\varphi = -\Gamma \frac{T}{v^2} \cdot \left(v^\xi \frac{\partial S}{\partial \xi} + v^\eta \frac{\partial S}{\partial \eta} \right).$$

Для определения приращения энтропии $dS = \frac{dQ}{T}$ необходимо определить работу диссипативных сил Lr , соответствующую каждому элементу проточной части. Учет углов отставания потока осуществляется с помощью коррекции формы поверхности тока S_2 , рис. 2.. Величины потерь энергии и поправки к углам выхода потока из лопаточных аппаратов определены с помощью обобщенных полуэмпирических зависимостей.

Комплекс программ, разработанный в соответствии с изложенным выше алгоритмом, позволяет выполнять поверочный расчет двумерного осесимметричного течения в ступени центробежного компрессора, а также получать суммарные характеристики.

Для апробации предложенного метода использованы полученные в Сумском НПО им. М.В. Фрунзе результаты экспериментальных исследований первой ступени нагнетателя НЦ-6.3/67К-1.7 и отдельных ее элементов. Ниже представлены некоторые их полученных результатов. Расчеты проводились при стандартных атмосферных условиях на входе ($T^*=288$ К, $P^*=101325$ Па). Рабочее тело – воздух

Далее в докладе будут представлены и проанализированы поля чисел Маха потока на различных режимах, эпюры параметров потока в различных сечениях

вдоль проточной части.

На рис. 2 приведены примеры расчета полей чисел Маха в проточной части исследуемого ЦБН (M_v – в неподвижных элементах и M_w – в рабочем колесе). На режиме, близком к "расчетному", рис. 2 а, $\Phi_0=0.032$ ($G_b=1.9$ кг/с) при $n_{пр}=7359$ об/мин, при повороте потока в канале рабочего колеса наблюдается перекося поля скоростей – поток тормозится на вогнутой поверхности и ускоряется на выпуклой. В рабочем колесе скорости потока в относительном движении снижаются. Процесс торможения продолжается в щелевом и лопаточном диффузорах. Вход на лопатки лопаточного диффузора безударный ($i_3 \approx 0$ град).

При отклонении режима работы от "расчетного" при той же частоте вращения, рис. 2 б, уровень скоростей в проточной части изменяется, вход на лопатки рабочего колеса и лопаточного диффузора носит ударный характер.

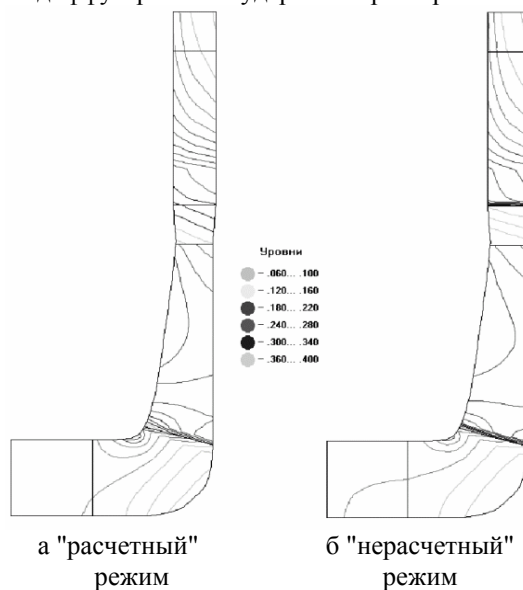


Рисунок 2 — Изолинии чисел Маха в центробежной ступени

На рис.3, 4 показаны характеристики рабочего колеса в виде зависимости коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода φ_{r2} и политропического КПД от условного коэффициента расхода Φ_0 . Изменение угла натекания на рабочее колесо по расходу приведено на рис. 5.

Рис. 6 иллюстрирует изменение коэффициента теоретического напора ψ_m от коэффициента расхода в сечении за РК φ_{r2} . Зависимости углов выхода из РК в абсолютном движении и входа в лопаточный диффузор от коэффициента расхода показаны на рис. 7 и 8.

Следует отметить удовлетворительное согласование расчетных и опытных параметров, показанное на рисунках. Приведенные выше результаты получены с помощью программного комплекса без введения поправочных коэффициентов.

Выполненный большой объем расчетных работ свидетельствует о работоспособности разработанного комплекса программ в широком диапазоне режимов.

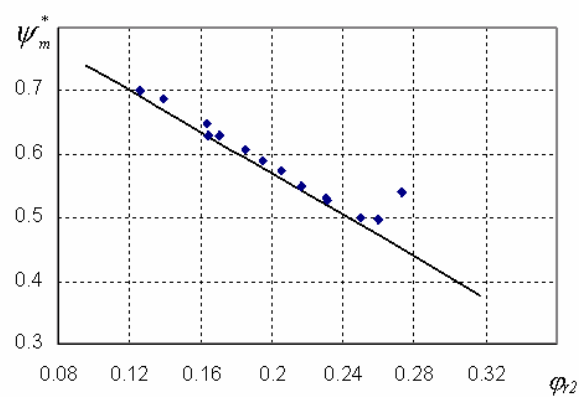


Рисунок 4 - Зависимость коэффициента теоретического напора ψ_{m2}^* от коэффициента расхода ϕ_{r2}

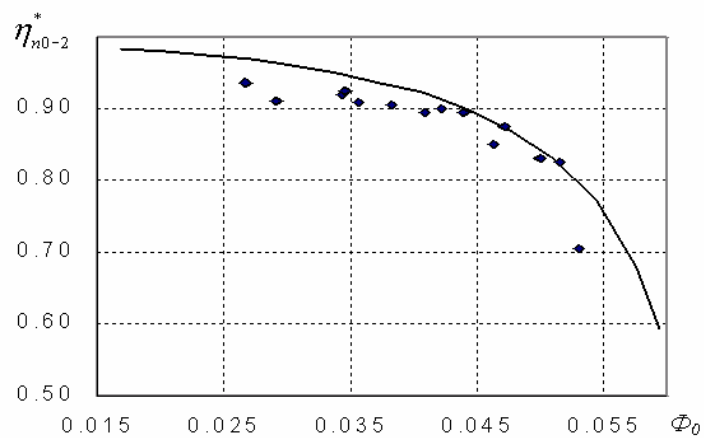


Рисунок 5. Зависимость политропического КПД РК η_{m0-2}^* от Φ_0

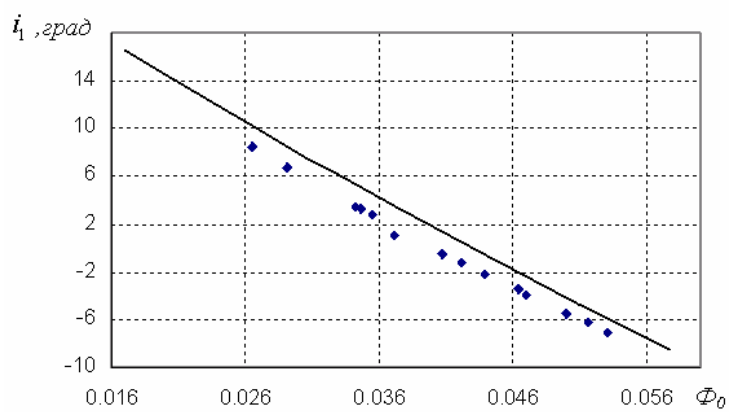


Рисунок 6 - Зависимость угла натекания на лопатку РК от Φ_0

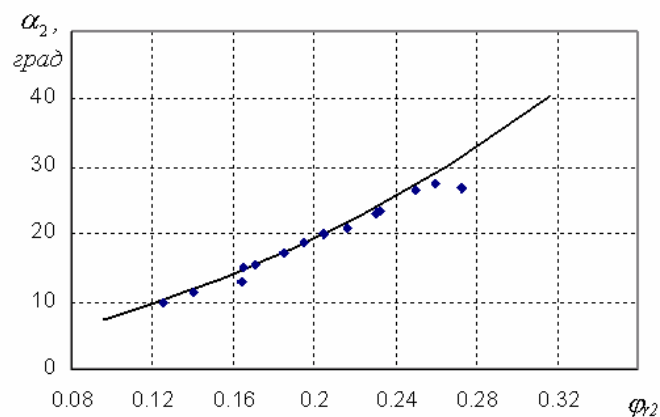


Рисунок 7 - Зависимость угла выхода потока из РК α_2 от коэффициента расхода φ_{r2}

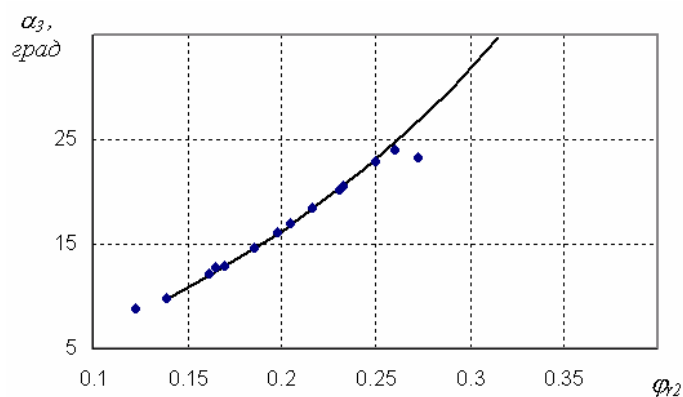


Рисунок 8 - Зависимость угла входа потока ЛД от коэффициента расхода φ_{r2}

SUMMARY

2-D centrifugal compressor flow calculation method is proposed. Experimental data and calculation results are compared.

УДК 330.332.5

ПЛАНИРОВАНИЕ ЗАТРАТ НА ОСНОВЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТОИМОСТИ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

Власенко Т.А., Бондаренко Г.А.
Концерн «Укрросметалл», г. Сумы

В последние годы при анализе экономической эффективности использования сложных машин и оборудования, все более широкое распространение получают методики, основанные на определении стоимости их жизненного цикла. Это обусловлено тем, что современным условиям экономического развития присущи кризисные явления, рост инфляции и индекса цен, изменение банковских ставок и т.п. Затраты на эксплуатацию машин и оборудования изменяются во времени. Поэтому определение эффективности инвестиций на модернизацию или замену

машин и оборудования производят по стоимости их жизненного цикла, используя метод приведения будущих затрат на базовый момент времени, обычно первый год эксплуатации (Методические указания по оценке эффективности инвестиционных проектов. Утв. Минэкономки и Минфином РФ от 21.06.99 N BK 477).

Жизненный цикл сложных машин состоит из трех фаз: предэксплуатация, эксплуатация и послеэксплуатация. Фаза предэксплуатации включает подготовительные, проектные и строительно-монтажные работы. Фаза послеэксплуатации включает демонтаж и утилизацию. Обе эти фазы являются необходимыми и неизбежными. Затраты на их реализацию носят разовый характер. Фаза эксплуатации имеет качественно иной характер. Машины и оборудование предназначены для выполнения какой-либо работы или производства какой-либо продукции. Имеет существенное значение стоимость этих работ или продукции, которая характеризуется прежде всего эксплуатационными затратами. Это тем более важно в связи с длительной эксплуатацией машин и оборудования.

По мере эксплуатации машин и оборудования происходит износ трущихся деталей, коррозия и старение материалов, что ухудшает технические характеристики. В результате на единицу затрат энергии (электроэнергия, топливо, газ, пар, сжатый воздух, вода) приходится все меньший выход совершаемой работы или продукции.

Способность машины производить продукцию или работу со временем уменьшается. Эта способность может быть охарактеризована коэффициентом технического состояния,

который можно принять в качестве меры изменения (увеличения) эксплуатационных затрат.

Универсальной зависимости коэффициента технического состояния от времени не существует. Эта зависимость имеет различный вид даже для одной и той же машины, эксплуатируемой с различной степенью нагружения, условиями окружающей среды и т.п. По мере эксплуатации характеристики машины вначале сохраняются постоянными, а затем начинается их ухудшение нарастающим темпом по параболической зависимости вплоть до отказа или выхода из строя:

$$K_{mc} = 1 + C (i - 1)^a, \quad (1)$$

где i – порядковый номер года эксплуатации; C – коэффициент, учитывающий условия работы машины:

$C < 1$ – для легких условий эксплуатации;

$C = 1$ – для паспортных условий эксплуатации;

$C > 1$ – для тяжелых условий (запыленность, влажность, неравномерность нагрузки, частые пуски, повышенная температура и т.п.);

a – показатель степени, $0 < a < 1$.

Значения коэффициента C и показателя a определяются по нормативным данным, по результатам непосредственных измерений удельных показателей машин или принимаются по экспертным оценкам.

Текущие и капитальные ремонты улучшают технические характеристики машины, однако не доводят их до исходного состояния. Наступает момент, когда эксплуатационные затраты возрастают до такой величины, что экономически целесообразнее заменить изношенную машину или оборудование новыми образцами. Этот срок не обязательно должен совпадать с нормативным сроком физического износа, т.к. зависит от условий эксплуатации. Указанный срок эксплуатации можно определить как длительность эффективного жизненного цикла (ЭЖЦ) – длительность эксплуатации машины или оборудования с учетом изменения их технического состояния до момента, когда эксплуатационные затраты достигают такой величины, что замена новыми образцами окупается за допустимый срок.

Срок окупаемости определяется из выражения

$$T = \frac{I}{\Delta\Pi} < [T_{\text{доп}}], \quad (2)$$

где I – объем инвестиций (капзатраты); $\Delta\Pi$ – прирост прибыли (снижение себестоимости), вызванной капитальными вложениями на замену изношенного оборудования новым, $T_{\text{доп}}$ – нормативный срок окупаемости.

Задача определения оптимального срока вложения инвестиций на замену машины или оборудования решается следующим образом. Пусть в текущем году приобретена и пущена в эксплуатацию некоторая машина (двигатель, насос, компрессор и т.п.). Требуется определить через сколько лет наиболее экономически целесообразно будет заменить эту машину на новую, более совершенную. Этот период будет равен длительности ЭЖЦ.

По истечении m лет старая машина будет заменена на новую, при этом приближенно можно считать, что за период окупаемости коэффициент технического состояния новой машины остается равным $K_{mc} = 1$.

Величина экономии эксплуатационных затрат в каждом году периода окупаемости (инвестиционного периода) равна

$$\Delta z_j = z_1 \cdot K_{ин}^{(i-1)} \cdot K_{mc} - z_2 K_{ин}^{(i-1)}, \quad (3)$$

где: $K_{ин}$ – средний индекс цен;

$$i = m + j;$$

$$j = 1, 2, \dots, n - \text{порядковые номера года периода окупаемости.}$$

Здесь z_1 и z_2 – затраты на эксплуатацию старой и новой машин на первом году эксплуатации в ценах текущего года ($m = 1$).

Приведение будущих затрат к их ценности на базовый период (год замены изношенной машины на новую) называется дисконтированием и производится с помощью коэффициента дисконтирования α_j :

$$\Delta z_{jnp} = \alpha_j \Delta z_j. \quad (4)$$

Коэффициент дисконтирования рассчитывается по формуле

$$\alpha_i = 1 / (1 + E)^{j-1}, \quad (5)$$

где E – норма дисконта, может быть принята равной 0,1.

Величина прибыли, приведенная к базовому периоду равна

$$\Delta\Pi_{np} = \sum_j^n \Delta z_{jnp}. \quad (6)$$

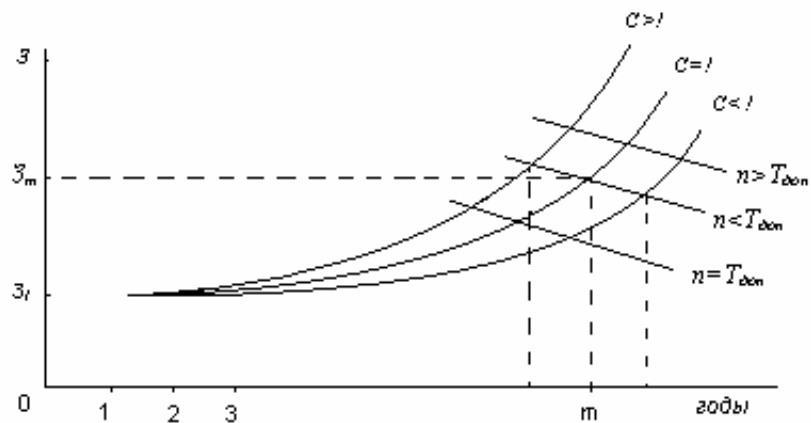
Величина капитальных затрат (стоимость новой машины, монтаж и наладка) приведенная к базовому периоду

$$I_{mnp} = I_1 K_{ин}^{(m-1)}. \quad (7)$$

где I_1 – стоимость капитальных затрат в ценах текущего года ($m = 1$).

Развернув выражения (6) и (7) с учетом вышеприведенных зависимостей (2) – (5) и подставив в формулу (1), получим выражение для определения величины m – порядкового номера года конца ЭЖЦ машины, предварительно задавшись сроком окупаемости n .

Графическая интерпретация рассмотренной задачи приведена на рисунке.



Рисунок

К определению длительности эффективного жизненного цикла (m) машин и оборудования в зависимости от изменения их технического состояния:

- $з$ —эксплуатационные затраты;
- C —коэффициент условий работы;
- n —срок окупаемости.

Данная методика после уточнения, привязки всех задаваемых величин ($K_{мс}$, $K_{инв}$, E , срок окупаемости) к конкретной отрасли экономики, типу и виду машин или оборудования может быть использована для долгосрочного планирования инвестиций и капитальных вложений в предприятия, применяющие эту технику.