

На правах рукописи

Солдатова Кристина Валерьевна

ОСНОВЫ ФОРМИРОВАНИЯ СЕМЕЙСТВА МОДЕЛЬНЫХ СТУПЕНЕЙ
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Специальность: 05.04.06 – вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени

доктора технических наук

Санкт-Петербург – 2011

Работа выполнена на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Научный консультант:

доктор технических наук,
профессор

Галёркин Юрий Борисович

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,
профессор

Жарковский Александр Аркадьевич

доктор технических наук,
профессор

Сухомлинов Игорь Яковлевич

доктор технических наук,
профессор

Баткис Григорий Семенович

Ведущая организация:

ОАО «Компрессорный комплекс»

Защита состоится **«27» марта 2012 г. в 16 часов** на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29 в аудитории 215 Главного здания.

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

Автореферат разослан « » февраля 2012 г.

Учёный секретарь

диссертационного совета Д 212.229.09
доктор технических наук, профессор



Хрусталёв Б.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность рассматриваемой проблемы. Создание новых модельных ступеней с их экспериментальной отработкой – это длительный и дорогостоящий процесс. По данным американской проектно-конструкторской организации Concept ETI создание одной ступени стоило от 180 до 240 тысяч долларов США в ценах 90-х гг., поэтому имеющиеся у предприятий наборы из многих десятков модельных ступеней используются очень длительное время. В их проточных частях (ПЧ) не отражены современные возможности повышения эффективности и некоторые современные требования. В распоряжении отечественных предприятий нет новых рядов модельных ступеней. Кроме того, имеющиеся ступени не всегда отвечают газодинамическим параметрам и конструктивным ограничениям новых компрессоров. Банк данных модельных ступеней нового поколения даст возможность быстро создавать газодинамические проекты центробежных компрессоров на современном техническом уровне.

В процессе выполнения работы необходимо решить следующие задачи:

1. Провести анализ состояния эффективности методов математического моделирования;
2. Разработать теоретические положения совершенствования методов математического моделирования газодинамических характеристик;
3. Собрать информацию о результатах испытания компрессоров нового поколения;
4. Произвести идентификацию математических моделей напора и потерь напора по программам 4-го поколения, по которым выполнялись проекты компрессоров и по программам 4-го поколения для наиболее точного описания результатов испытания компрессоров;
5. Создать банк данных этих ступеней для использования в проектах новых компрессоров и компьютерную программу для расчета их характеристик при работе в составе проточных частей проектируемых компрессоров.

Целью исследования является создание семейства модельных центробежных компрессорных ступеней путем обработки результатов испытания центробежных компрессоров, созданных с использованием Метода универсального.

Научная новизна. До применения Метода универсального моделирования в проектной практике промышленные центробежные компрессоры не создавались без экспериментальной проверки их проточных частей на моделях. В результате проектной деятельности кафедры КВХТ СПбГПУ испытаны и поставлены потребителям десятки типов компрессоров, ступени которых не имеют испытанных аналогов. Это позволило впервые путем уточненного расчета характеристик создать банк данных модельных ступеней, что само по себе можно считать научной новизной.

На основе опыта использования Метода универсального моделирования в проектной практике установлено направление его возможного совершенствования и предложены новые научные подходы в том числе:

- предложена новая зависимость для учета влияния условного числа Россби на положение точки отрыва и потери смещения;
- разработана методика учета влияния протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска на параметры потока в рабочем колесе;
- предложена усовершенствованная методика схематизации диаграммы скоростей на лопатках рабочего колеса, что позволило рассчитывать КПД ступеней в широком диапазоне расчетных значений коэффициентов напора и расхода единым набором эмпирических коэффициентов;
- уточнено влияние сжимаемости в расчете ударных потерь и в расчете параметров потока в контрольных сечениях ступени;
- при расчете потерь поверхностного трения, вместо произвольных эмпирических коэффициентов моделирования обтекания гидравлически гладкой поверхности, использованы эмпирические формулы для расчета коэффициента силы сопротивления трения гладкой и шероховатой поверхностей, что дало возможность корректного моделирования

характеристик при особо высоких значениях критерия Рейнольдса, когда течение приобретает автомодельный характер;

- сделан уточненный расчет параметров потока во входном патрубке. Это позволило учесть потери напора во входных патрубках модельных ступеней, что повысило точность определения эмпирических коэффициентов модели потерь.

Достоверность и обоснованность полученных научных результатов подтверждаются корректностью использования известных научных положений математики, газодинамики, результатами расчётных и экспериментальных исследований, практикой проектирования компрессоров и создания модельных ступеней. Основные теоретические и экспериментальные разработки, представленные в диссертации, основаны на применении, методов теории моделирования, проведения эксперимента, планирования эксперимента, статистической обработки результатов эксперимента. Достоверность научных положений и выводов обеспечивается адекватностью теоретического обоснования результатов экспериментальных данных, что подтверждается количественным и качественным совпадением результатов полученных в промышленных условиях с расчетными данными, полученными на основе разработанного Метода.

Достоверность результатов определяется также: корректностью постановки задач, обоснованностью принятых допущений, адекватностью используемого математического аппарата и используемых моделей, совпадением результатов расчетов с данными испытаний.

Практическая значимость работы.

Значение результатов для теории.

В результате работы дополнительное теоретическое обоснование получил Метод универсального моделирования, расширены его возможности для оптимального проектирования компрессоров промышленного назначения.

Значение результатов для практики.

Практика создания ряда модельных ступеней путем их отработки на экспериментальных стендах показывает, что необходимое время составляет несколько месяцев, а стоимость работы достигает 180-240 тысяч долларов США. В результате работы создан банк из 67 модельных ступеней на базе уже выполненных проектов и испытаний компрессоров. Условный экономический эффект от выполнения работы составляет примерно 2,0 млн. долларов США.

В процессе работы созданы компьютерные программы Метода универсального моделирования 5-го поколения, обладающие более высокой точностью и универсальностью применения в проектной практике.

Апробация работы. Результаты работы были представлены на Международном научно-техническом конгрессе «Энергетика в глобальном мире» (г. Красноярск, 2010), 4-м Всероссийском форуме студентов, аспирантов и молодых ученых (Санкт-Петербург, СПбГПУ, 2010), 2-й Международной научно-практической Интернет-конференции «Молодежь. Наука. Инновации» (г. Пенза, 2010), 3-й Международной научно-практической Интернет-конференции «Молодежь. Наука. Инновации» (г. Пенза, 2011), 15-й Международной конференции по компрессоростроению (г. Казань, 2011 г.).

Публикации. По теме диссертации автором опубликовано 14 работ. Основные результаты опубликованы в научно-техническом журнале «Компрессорная техника и пневматика», в Научно-технических ведомостях СПбГПУ, Известиях Высших Учебных Заведений «Проблемы Энергетики» Трудах научной школы компрессоростроения СПбГПУ, в Трудах 15-й Международной конференции по компрессоростроению, а также монографии «Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние».

Основные положения, выносимые на защиту.

Научные основы совершенствования алгоритмов газодинамического расчета параметров потока и расчета потерь напора, приведшие к созданию 5-го поколения компьютерных программ Метода универсального моделирования.

Уточнение эмпирических коэффициентов модели потерь программ 5-го поколения по результатам приемо-сдаточных испытаний промышленных центробежных компрессоров выпускаемых по газодинамическим проектам кафедры КВХТ СПбГПУ. Возможность расчета характеристик ступеней входящий в состав компрессоров и создание банка данных из 67 ступеней с возможностью использования их в проектах новых компрессоров.

Структура и объем диссертации. Структура диссертации обусловлена целью, последовательностью решения основных задач исследования и включает введение, пять глав, заключение, список литературы. Работа изложена на 266 страницах, содержит 131 рисунок, 10 таблиц.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении кратко перечислены основные исходные положения, обоснована актуальность, научная новизна, достоверность результатов, практическая значимость, перечислены методы исследования, апробация, реализация работы в промышленности, публикации, основные положения, выносимые на защиту, кратко изложено содержание разделов работы.

В главе 1 анализируется современное состояние проблемы. Показано огромное энергопотребление компрессорного парка. Только в газовой промышленности 44 млн. кВт установленной мощности в 2003 г. с ежегодным вводом порядка 2,0 млн. кВт. Одно из предприятий цветной металлургии использует более пятидесяти устаревших центробежных компрессоров с установленной мощностью порядка 200 МВт. Потребность в мощных компрессорах для новых технологических линий и замены устаревших измеряется сотнями штук. Для снижения энергопотребления новые машины должны иметь высокоэффективные проточные части.

Рассмотрены существующие методы газодинамического проектирования, наиболее современные из которых (НИИТурбокомпрессор, Concept ETI (США), Метод универсального моделирования кафедры КВХТ СПбГПУ) обладают хорошей точностью обеспечения проектных параметров и позволяют существенно снизить объем экспериментальной доводки. В проектной практике

Метода универсального моделирования экспериментальная проверка вообще не применяется с середины 1990-х гг.

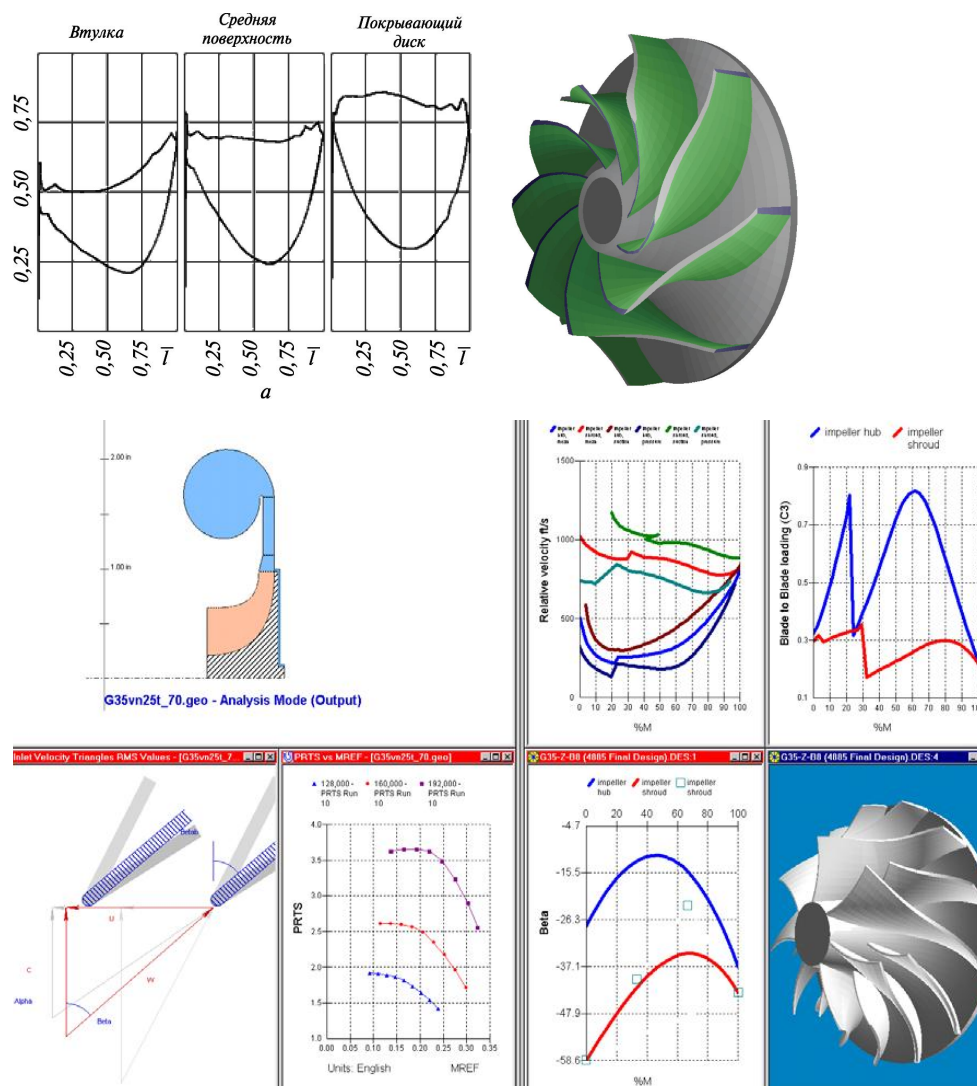


Рис. 1. Примеры использования расчета невязкого потока при проектировании центробежного рабочего колеса. Вверху – оптимизированные диаграммы скоростей и форма лопаток (кафедра КВХТ СПбГПУ). Внизу – последовательность проектирования: одномерная оптимизация, невязкий расчет, расчет характеристик по программе вычислительной газодинамики (Concept ETI)

Несмотря на успехи математического моделирования и численной оптимизации проточной части наиболее быстрым и надежным способом проектирования остается использование характеристик модельных ступеней для проектирования новых компрессоров. Известные наборы модельных ступеней либо устарели, либо не отвечают требованиям эффективности, либо

не перекрывают диапазон нужных параметров ступеней, а разработка новых ступеней традиционным экспериментальным методом требует огромных финансовых затрат и времени.

Уникальную возможность создания семейства модельных ступеней представляет наличие компрессоров нового поколения с высоким КПД и с широкой зоной устойчивой работы на базе ступеней спроектированных Методом универсального моделирования. После уточнения математических моделей и идентификации экспериментальных данных характеристики компрессоров нового поколения будут рассчитываться компьютерной программой Метода математического моделирования с достаточной точностью. Это позволит надежно предсказать характеристики входящих в них ступеней. Информация по всем ступеням будет представлена в банке данных для использования при проектировании других компрессоров нового поколения.

В главе 2* описывается современное состояние Метода универсального моделирования, что необходимо для поиска направлений его совершенствования. Основные положения модели потерь:

- суммирование потерь в отдельных элементах проточной части и внутри них (входной патрубком, рабочее колесо, диффузор, выходное устройство, передняя и задняя поверхности лопаток, ограничивающие поверхности),

- деление потерь по физической природе: потери поверхностного трения, вихревые потери (потери смещения), учет влияния критериев Маха и Рейнольдса, пространственного характера течения.

Коэффициент силы сопротивления поверхностного трения рассчитывается по аналогии с плоской пластинкой $c_f = X_1 \text{Re}_w^{X_2}$ (где c_f – коэффициент силы сопротивления трения, Re_w – число Рейнольдса, X_i – эмпирические коэффициенты в уравнениях математической модели), причем для учета отличий в обтекании пластинки и поверхностей лопаток введены поправочные коэффициенты (для передней и задней):

* Содержание базируется на книге «Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ» под общей редакцией Ю.Б. Галеркина. – 2010. – С. 670.

$$c_{wmm_n} = c_f (1 + X_3 F_{Dn}^{X_4}) (1 + X_5 Ro'^{X_6}), \quad c_{wmm_s} = c_f (1 + X_7 F_{D3}^{X_8}) (1 - X_9 Ro'^{X_{10}}),$$

где $F_{Dn} = 1 - \frac{w_{n2}}{w_{n1}}$, $F_{D3} = 1 - \frac{w_{32}}{w_{31}}$ – факторы диффузорности на поверхностях

лопаток, учитывающие влияние продольного замедления,

$$Ro' = \frac{\partial(w/u_2)}{\partial(n/D_2)} \approx 4 - \frac{w/u_2}{R_n/D_2} - \text{условное число Россби, учитывающее влияние}$$

градиента скорости, перпендикулярного к обтекаемой поверхности, w – средняя по длине лопатки скорость, w_{n1} , w_{n2} , w_{31} , w_{32} – скорости в начале и конце поверхностей лопатки, u – окружная скорость, n – скорость вращения, R_n – радиус вращения, D_2 – наружный диаметр, рис. 2.

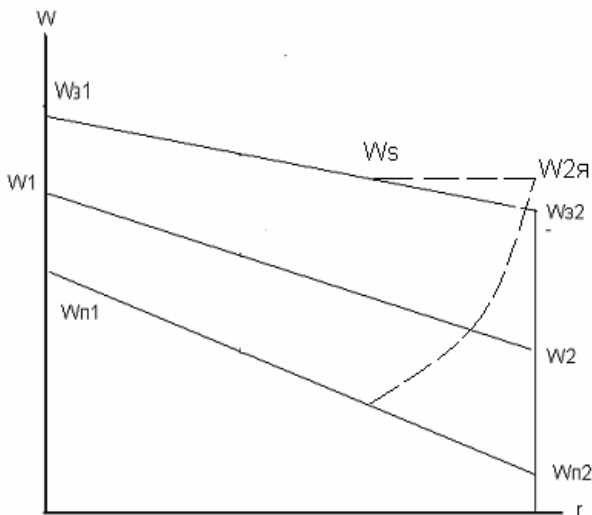


Рис. 2. Схематизированная диаграмма скоростей на поверхности лопатки.

Сплошные линии – невязкое обтекание, штриховые линии – обтекание после возникновения отрыва

Для связи коэффициентов силы сопротивления c_w с коэффициентом потерь ζ используется условие равенства потерянной мощности, подсчитанной с помощью этих коэффициентов. На примере расчета коэффициента потерь ограничивающих поверхностей:

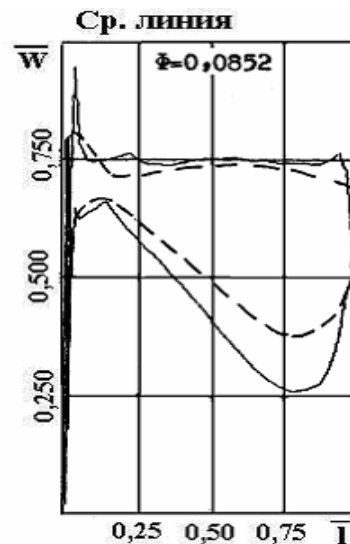


Рис. 3. Диаграмма поверхностных скоростей в рабочем колесе одной из модельных ступеней кафедры КВХТ СПбГПУ. $M_u=0,6$. Расчет – сплошные линии, измерения – штриховые линии.

Оптимальный режим

$$\zeta_{огр} = c_{wогр} \frac{(1 - \bar{D}_1^2) \tau_{cp} \varepsilon_{cp} \bar{w}_{cp}}{\Phi} \left(\frac{w_{cp}}{w_1} \right)^2,$$

где $c_{wогр}$ – коэффициент силы сопротивления на ограничивающих поверхностях, ε_{cp} – среднее отношение плотностей, τ – касательное напряжение, Φ – условный коэффициент расхода.

На рис. 3 расчет невязкого квазитрехмерного течения на лопатке колеса обтекания сопоставлен с диаграммой скоростей, рассчитанной по измеренному статическому давлению на поверхности лопатки и полному давлению в невязком ядре потока, рассчитанному по уравнению Бернулли в относительной системе координат. Невязкая диаграмма качественно совпадает с действительной вплоть до точки отрыва на задней поверхности лопатки. После этого скорость на этой поверхности остается постоянной, и поток покидает межлопаточные каналы со скоростью $w_{2я} > w_2$, с которой поток покидал бы колесо при безотрывном обтекании. Потери смешения в связи с образованием следа рассчитываются с учетом ожидаемой точки отрыва и трансформации невязкой диаграммы скоростей. Модель для расчета точки начала следа:

$$\dot{w}_s = \frac{w_s}{w_{s1}} = x_{15} \left(1 + x_{16} Ro^{x_{17}} \right),$$

где x_{15} – отношение скоростей в точке отрыва к скорости в начале поверхности, обтекаемой без нормального градиента скорости, $\left(1 + x_{16} Ro^{x_{17}} \right)$ – коэффициент, учитывающий ламинаризацию пограничного слоя, что приближает точку отрыва к началу поверхности.

Потери смешения рассчитываются как потери внезапного расширения, рис.4.

Неблагоприятный характер обтекания периферийных и корневых сечений лопаток учитывается упрощенно, введением поправочного коэффициента:

$$K_{nc} = X_{18} \left(1 + \frac{b_1}{l} \right)^{X_{19}}, \text{ где } l \text{ – высота лопатки.}$$

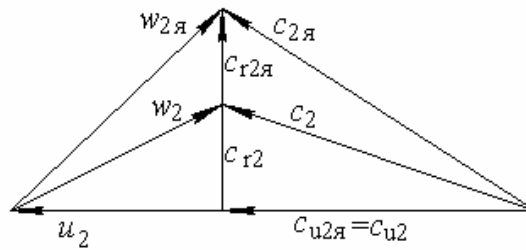


Рис. 4. Треугольники скоростей на выходе из рабочего колеса, соответствующие ядру потока и потоку после процесса смешения

Критерии сжимаемости M и k влияют на отношение плотностей $\varepsilon = \rho/\rho_0^*$, что учитывается при термодинамических расчетах.

Эксперименты с модельными ступенями показывают, что максимальное число Маха M на профиле влияет на эффективность лопаточных решеток РК, поэтому в формулы для расчета потерь введен коэффициент, учитывающий это:

$$K_M = 1 + X_{20} M_{w_{31}}^{X_{21}}, \quad M_{w_{31}} = \frac{w_{31}}{\sqrt{kRT_0}},$$

где k – коэффициент изоэнтропы, R – газовая постоянная, T_0 – температура.

Потеря КПД в рабочем колесе равна:

$$\Delta\eta_{pk} = K_{nc} K_M \frac{\zeta_{оэп} + \zeta_n + \zeta_z + \zeta_{эп}}{2\psi_T} \bar{w}_1^2,$$

где ζ_n , ζ_z – коэффициенты потерь на передней и задней поверхности лопаток, ψ_T – коэффициент теоретического напора.

При определении ударных потерь на нерасчетных режимах используется схема потерь внезапного расширения и внезапного сужения. Для учета реального характера возникновения ударных потерь, в том числе влияния сжимаемости, введены эмпирические коэффициенты. Для расчета характеристик остальных элементов проточной части используются подходы, соответствующие особенностям их рабочего процесса. Всего в модели потерь более трех десятков эмпирических коэффициентов X .

Для идентификации модели разработана компьютерная программа «IDENT», в банке данных которой хранится информация о более чем двух сотнях испытаний модельных ступеней. При испытаниях измерения

выполняются на шести режимах по расходу, поэтому для сопоставления измеренного и рассчитанного КПД есть более тысячи данных измерений.

Процесс идентификации предусматривает автоматический перебор значений эмпирических коэффициентов с расчетом КПД и сравнением с экспериментальным значением. Отбираются такие значения X , при которых средняя невязка КПД по сопоставляемым данным минимальна:

$$d\eta_{cp} = \frac{\sum_1^Z (\eta_{\text{эксн}} - \eta_{\text{расч}})_{\text{абс}}}{Z} \rightarrow 0,$$

где Z - количество экспериментальных значений КПД, участвующих в поиске эмпирических коэффициентов, η - КПД.

Компьютерные программы, используемые в практике проектирования и анализа, характеризуются средними значениями $\eta_{\text{эксн}} - \eta_{\text{расч}} = \pm 0,6-0,8\%$ для оптимального режима ступеней, что практически совпадает с погрешностью экспериментального определения КПД. На нерасчетных режимах погрешность больше, но практика проектирования ЦК по заданиям промышленности показывает, что требования ТЗ обеспечиваются.

С использованием моделей потерь и напора разработаны компьютерные программы решения прямой и обратной задач – расчет характеристик ступеней и компрессоров, и оптимальное проектирование ступеней и компрессоров путем сопоставления разных вариантов исполнения проточной части. С помощью этих программ на кафедре КВХТ создано семейство модельных ступеней 20СЕ с высокими показателями, но с ограниченным набором параметров проектирования. Опыт аналитической работы и проектирования выявил некоторые недостатки программ 4-го поколения, которые делают возможными неточности расчета характеристик при отклонении от условий подобия. В гл. 4 сделано научное обоснование приемов совершенствования алгоритмов расчета потерь напора и термогазодинамического расчета, реализация которых повысила точность и надежность моделирования характеристик.

В главе 3 рассмотрена проектная практика применения Метода универсального моделирования, указаны его области применения, приведены данные о выполненных проектах кафедры КВХТ СПбГПУ, о количестве выпущенных по проектам кафедры машин и их место эксплуатации. В приведенной ниже таблице 1 представлена информация о компрессорах на базе газодинамических проектов кафедры КВХТ СПбГПУ реализованных в компрессорах газовой промышленности.

Таблица 1

№	Название компрессора/СПЧ	Место установки	Заказчик	Кол-во
1	ГПА-Ц-6,3/1-2,2	Кавказтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	4
2	ГПА-Ц-8/160-2,4	Югтрансгаз	-/-	4
3	ГПА-Ц-16/21-2,2	Кавказтрансгаз	-/-	6
4	ГПА-Ц-16/41-2,2	Кавказтрансгаз	-/-	6
5	ГПА-Ц-16/76-1,7	Ямбурггаздобыча, Надымгазпром	-/-	33
6	ГПА-Ц-16/85-1,5	Белтрансгаз	-/-	5
7	ГПА-Ц-16/100-1,7	Львовтрансгаз	-/-	5
8	СПЧ-10/32к-2,0	Оренбурггазпром	-/-	4
9	ГПА-Ц-6,3/29В-1,7	Львовтрансгаз	-/-	3
10	ГПА-Ц-6,3/41С-1,7	Киевтрансгаз	-/-	7
11	ГПА-Ц-6,3/64С-1,7	Киевтрансгаз	-/-	3
12	ГПА-Ц-6,3/71	Турция	-/-	4
13	ГПА-8/71-1,45...1,25	Аргентина	-/-	2
14	ЭГПА-6,3/32к-2,2	Оренбурггазпром	-/-	4
15	ГПА-Ц-16/76-1,25	Пермьтрансгаз	-/-	4
16	ГПА-Ц-16/76-1,5	Тюментрансгаз, Уренгойгазпром, Пермьтрансгаз	-/-	88

17	ГПА-Ц-16/56-1,7	Уренгойгаздобыча	-/-	30
18	ГПА-Ц-16/45-1,7	Ямбурггаздобыча	-/-	12
19	ГПА-Ц-16/45-1,7	ГПА-Ц-16 «Урал»	-/-	5
20	СПЧ-6,3/61-1,27	Мострансгаз	-/-	3
21	ГЦ1-285/3,5-10,7	КС Анастасьевка	-/-	3
22	ГЦ1-470/1,1-5,7	КС Гнедицы	-/-	3
23	ГЦ1- 680/1,5-4,5	КС Качановка	-/-	3
24	ГПА-Ц-16/76-1,6	КС Сивас	-/-	н/д
25	108-51-1Л ГПА-10ДКС «Урал»	Уренгойгазпром	ОАО «Компрессорный комплекс»	10
26	СПЧ 108-71-1Л ГПА-10ДКС «Урал»	Уренгойгазпром	-/-	н/д
27	СПЧ 108-81-1Л ГПА-10ДКС «Урал»	Уренгойгазпром	-/-	н/д
28	398-23-1Л ГПА-16УТГ «Урал»	Уралтрансгаз	-/-	4
29	398-27-1Л ГПА-16 «Урал»-02	Волгатрансгаз	-/-	11
30	СПЧ 235-28-1	Волгатрансгаз	-/-	н/д
31	СПЧ 650-1,37/76 ГПА-25-ПС «Урал»	Пермьтрансгаз	-/-	1
32	48-61-1 ГПА-4ПХГ «Урал»	Мострансгаз	-/-	1
33	СПЧ НЦ-18/70-1,7 ГПА-Ц-18	Тюментрансгаз	-/-	4
34	НЦ-16/76-1,44 «Урал»	Севергазпром	ОАО НПО «Искра»	1
35	СПЧ НЦ-16/76-1,44	Пермьтрансгаз	-/-	2

36	СПЧ 16/73-1,35	Тюментрансгаз	-/-	1
37	СПЧ 16/76-1,64	Тюментрансгаз	-/-	2
38	НЦ-16М/76-1,44	Самаратрансгаз	-/-	1
39	ПА-Ц-4А/76-1,7	КС «Замьяны»	СМПО им. Фрунзе	н/д

Кроме перечисленных, промышленность выпускает 12 типов турбодетандеров с компрессорами по проектам кафедры КВХТ. Приемо-сдаточные испытания демонстрируют соответствие параметров техническим заданиям при высокой газодинамической эффективности. На начало 2011 г. построено более 320 шт. компрессоров 51 типа, с суммарной мощностью 4,3 млн. кВт. Максимальная мощность спроектированных ЦК достигает – 25 мВт, максимальное отношение давлений – 21,3, максимальное количество ступеней – 14, максимальное конечное давление – 12 МПа, максимальный КПД 87,6%, наилучший коэффициент («запас по помпажу») $\bar{m}_{крит} / \bar{m}_{онт} = 0,35$.

На рис. 5 показаны характеристики 17 компрессоров и сменных проточных частей (СПЧ), по которым кафедре КВХТ предоставлены результаты приемо-сдаточных испытаний. Расшифровка названий на примере ЦК 16/85-1,5: ЦК (СПЧ) – центробежный компрессор или сменная проточная часть, 16 – расчетная (оптимальная) объемная производительность на входе \bar{V}_H ($м^3 / мин$); 85 – конечное давление в барах; 1,5– отношение давлений.

При хорошем соответствии измеренных КПД и отношения давлений по газодинамическому проекту, заметные отличия имеют место на нерасчетных режимах. Для наилучшего соответствия эмпирические коэффициенты корректировались, после чего программы описали с хорошей точностью результаты испытаний во всем диапазоне расходов – рис. 6.

Например, коэффициент X_9 , определяющий уровень потерь трения меняется в пределах $4.2 \times 10^{-3} - 7.9 \times 10^{-3}$, а коэффициент X_{20} , определяющий потери смешения в пределах 0,05-1,0 для разных компрессоров. Это известный недостаток модели потерь, который в процессе проектирования компенсируется экспертной оценкой.

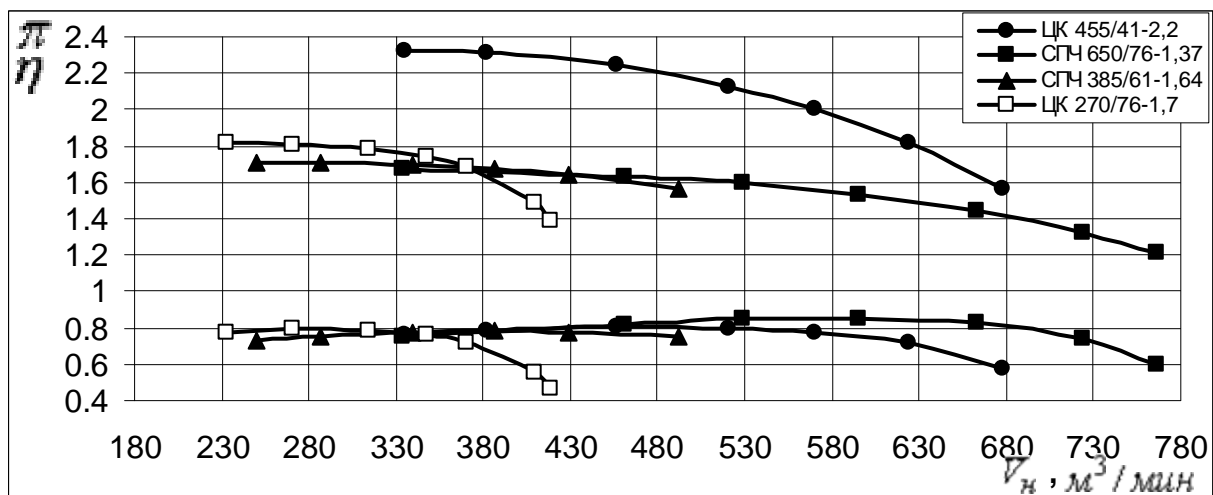
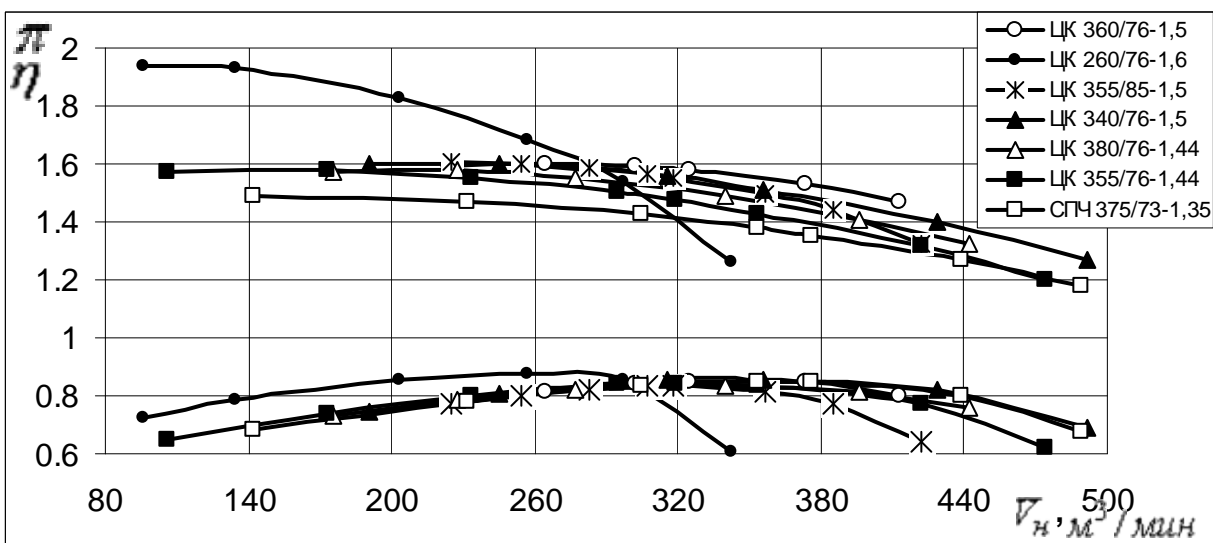
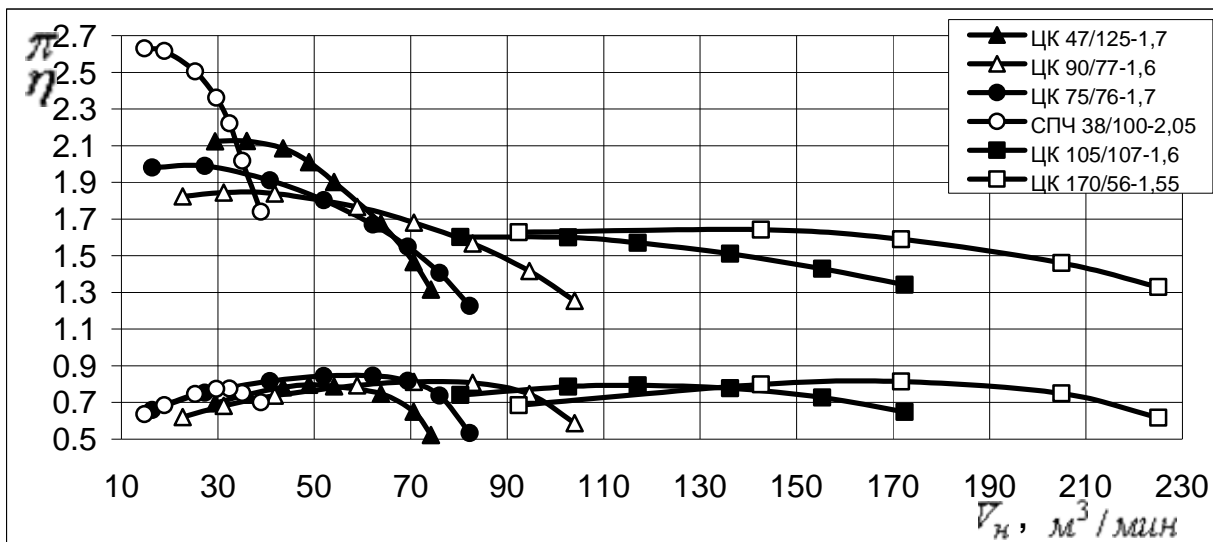


Рис.5. Газодинамические характеристики ЦК и СПЧ с оптимальной производительностью. Вверху $\bar{V}_{\text{нопт}} = 10 - 150 \text{ м}^3 / \text{мин}$, в середине $\bar{V}_{\text{нопт}} = 150 - 350 \text{ м}^3 / \text{мин}$, внизу $\bar{V}_{\text{нопт}} = 300 - 650 \text{ м}^3 / \text{мин}$

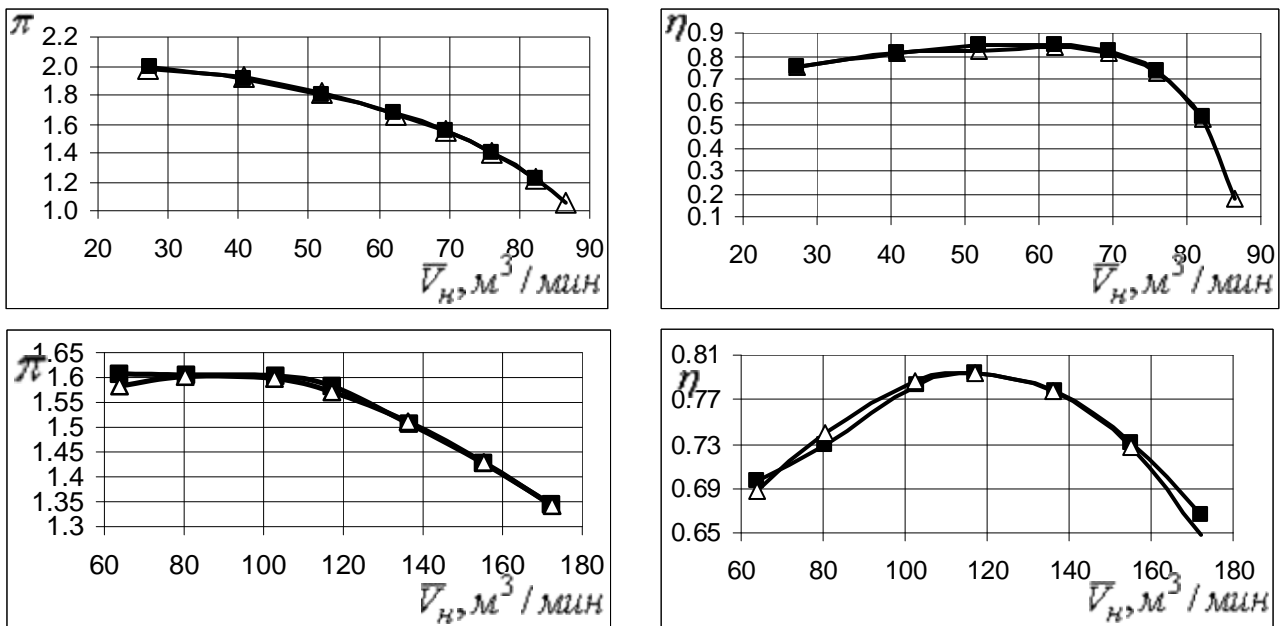


Рис. 6. Сопоставление отношений давления и КПД: ЦК 75/76-1,7, - сверху, ЦК 105/107-1,6 – внизу. Δ – расчет; \blacksquare – испытания

Однако, при использовании модельных ступеней в проектах новых машин при различных значениях критериев подобия и не полном геометрическом подобии, некорректность моделирования может привести к неточности проектирования. Задача совершенствования алгоритмов расчета потерь напора и термогазодинамического расчета реализована в гл. 4.

В главе 4 описываются научные основы и практика совершенствования компьютерных программ 5-го поколения Метода универсального моделирования. Диаграммы скоростей невязкого потока отражают аэродинамическое качество лопаточных аппаратов и по ним рассчитываются потери трения, потери смешения, поправка на сжимаемость. Как показывает анализ, упрощенная схематизация в моделях прежних поколений – главная причина того, что максимальный КПД колес с разными $\Phi_{расч}$ и $\psi_{Т расч}$ моделируется при разных значениях эмпирических коэффициентов. Этот недостаток устранен применением эмпирических формул, основанных на обработке результатов массовых расчетов обтекания рабочих колес разных типов, выполненных в научной группе «Газовая динамика турбокомпрессоров» кафедры КВХТ СПбГПУ.

Для учета различия в характере течения рабочих колес разных типов коэффициент X_{20} отвечающий за потери смешения представлен в виде функции критериев, определяющих условия течения:

$$X_{20} = X_{31}(1 + X_7 Ro'^{X_8} + X_{18}(1 - \dot{w})^{X_{19}}),$$

где \dot{w} – отношение скоростей в межлопаточном канале.

При расчете потерь поверхностного трения вместо произвольных эмпирических коэффициентов X_9, X_{10} использованы их значения в эмпирических формулах для расчета коэффициента силы сопротивления трения гладкой и шероховатой поверхностей:

$$c_f = \frac{0,0307}{Re_w^{1/7}} \quad c_f = 0,0162 \left(\frac{k_{uu}}{B} \right)^{1/7},$$

k_{uu} – коэффициент шероховатости, B – длина пластики.

При расчете определяется значение c_f по обеим формулам и принимается наибольшее из них, что впервые позволило учесть влияние шероховатости.

Предложен уточненный расчет параметров потока во входных патрубках. Это позволило учесть потери напора во входных патрубках модельных ступеней семейства 20СЕ, что повысило точность идентификации моделей 5-го поколения по результатам их испытания.

Учет влияния потока протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска на массовый расход в РК и параметров потока на входе в РК уточняет расчет характеристик, особенно малорасходных ступеней. Увеличение условного коэффициента расхода через РК из-за протечек:

$$\Phi_0 = \Phi(1 + \beta_{np}),$$

где Φ – условный коэффициент расхода ступени.

Коэффициент протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска $\beta_{np} = \frac{\bar{m}_{np}}{\bar{m}}$ рассчитывается по эмпирической формуле, проверенной расчетами по программам 4-го поколения. Перетекание горячего газа вызывает повышение температуры на входе в РК:

$$\frac{T_0^*}{T_n^*} = 1 + \frac{\beta_{np}}{1 + \beta_{np}} 2 \frac{k-1}{k+1} \psi_i \lambda_u^2,$$

где T^* – температура торможения, λ_u – скоростной коэффициент.

Относительная высота лопатки \bar{b}_1 определяется в соответствии с традиционными приемами профилирования как расстояние вдоль оси Z между поверхностями основного и покрывающего дисков на диаметре начала лопаток D_1 . Фактический размер высоты лопатки \bar{b}_m , определяющий проходное сечение, больше \bar{b}_1 . Это обстоятельство сильно влияет на форму треугольника скоростей, определяющую режим обтекания входных кромок лопаток:

$$\varphi'_1 = \frac{\Phi_0}{4\varepsilon'_1 \bar{D}_1 (\bar{b}_1 + X_{42}) \tau_1}.$$

Расчет характеристик ступеней начинается с режима безударного обтекания и его корректное определение очень важно. Для более точного определения этого режима введен эмпирический коэффициент X_{42} , корректирующий высоту лопатки $b_{1кopp} = b_1 + X_{42}$.

Уточненный расчет сжимаемости потока во всех элементах сделан с учетом характера течения и потерь напора в элементе ПЧ. Уравнение для расчета показателя политропы n при ускоренном и замедленном движении газа:

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \left(1 - \frac{\zeta}{\left(\frac{c_1}{c_2}\right)^2 - 1} \right), \quad \frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \left(1 - \frac{\zeta}{1 - \left(\frac{c_2}{c_1}\right)^2} \right).$$

Учет сжимаемости потока на входе в лопаточную решетку существенно влияет на изменение окружной составляющей скорости $\Delta \bar{w}_{y\partial}$ при повороте потока до направления лопаток:

$$\Delta \bar{w}_{1y\partial} = \sqrt{\left(\frac{\varphi'_1}{tg \beta'_1} - \frac{\varphi''_1}{tg \beta_{л1}} + \Delta \bar{c}_{u1} \right)^2 + (\varphi'_1 - \varphi''_1)^2},$$

где $\Delta \bar{c}_{u1}$ – закрутка потока в критической струйке тока, возникающая под действием разности давлений (нагрузки), β_l – угол лопатки рабочего колеса, β – угол между относительной скоростью и обратным окружным направлением.

Значению $\Delta \bar{w}_{y\partial}$ в соответствии с принятой физической моделью пропорциональны ударные потери:

$$\zeta_{y\partial} = \frac{h_{w,y\partial}}{w_1'^2} = X_i \frac{\Delta \bar{w}_{y\partial}^2}{2 \bar{w}_1'^2},$$

где h_w – потерянный напор.

В программы 5-го поколения также введен в модель расчета ударных потерь при отрицательных углах атаки дополнительный эмпирический коэффициент для учета влияния сжимаемости.

С учетом сжимаемости введен расчет режима запирания межлопаточных каналов, который имеет место при достижении скорости звука в косом срезе.

Скорость в горле канала в конце косого среза равна $\bar{w}_2 = \frac{\Phi_0}{z \cdot \bar{a}_2 \cdot \bar{b}_2 \cdot \varepsilon_2}$.

Определение геометрических размеров \bar{a}_2, \bar{b}_2 возможно после профилирования РК. На стадии расчетов и оптимизации принято приближенное определение скорости в горле канала:

$$\bar{w}_2 = \frac{\Phi_0}{4 \bar{D}_1 (\bar{b}_1 + X_{42}) \sin(\beta_{l1} \cdot X_{52}) \varepsilon_1''}.$$

Эмпирический коэффициент $X_{52} \geq 10$ учитывает введенные упрощения и определяется при идентификации модели по расходу ступени, при превышении которого коэффициент теоретического напора и КПД начинают быстро падать.

Уточнение роли условного числа Россби (характеризует градиент скорости по нормали к траектории потока) иллюстрирует откорректированная модель расчета БЛД. Коэффициент потерь БЛД $\zeta_{БЛД}$ определяется как суммарный коэффициент потерь 20 участков, на которые диффузор делится между диаметрами конца и начала:

$$\zeta_{\text{БЛД}} = \sum \zeta_{y\text{БЛД}}.$$

Для расчета потерь напора в БЛД используется уравнение моментов, в котором момент сопротивления определяется трением потока о стенки.

Коэффициент трения на поверхности БЛД c_w определяется в зависимости от коэффициента трения безградиентно обтекаемой пластинки c_f , условного числа Россби и замедления потока на участке:

$$c_w = c_f (1 + X_{34} Ro_y^{X_{51}} + X_{13} (1 - \dot{c}_y)^{X_{14}}), \quad \dot{c}_y = \frac{\bar{c}_{2y}}{\bar{c}_{1y}}.$$

Вторичные течения контролируются числом Россби:

$$Ro'_{yч} = -\frac{0,5(\bar{c}_1 + \bar{c}_2)}{\bar{R}_{кр\ yч}},$$

где $\bar{R}_{кр\ yч}$ – радиус кривизны траектории движения частицы на рассчитываемом участке.

Коэффициент потерь рассчитывается из уравнения потерьной

мощности:
$$\zeta_y = \frac{c_w \bar{c}_{1y}^2 (\bar{D}_{2y} - \bar{D}_{1y})}{2\bar{b} \sin \alpha_{1y} 0,5 \bar{c}_{2-3}^2} K_\lambda K_{нер\ БЛД} K_{nc}:$$

- учет влияния сжимаемости: $K_\lambda = 1 + X_3 \lambda_{МАХ}^{X_4}$.

- учет неравномерности потока на входе в БЛД: $K_{нер\ БЛД} = \frac{1 + X_{21} tg^2 \alpha_2}{1 + tg^2 \alpha_2}$.

- учет пространственного характера потока: $K_{nc} = 1 + X_{26} \left(\frac{\bar{b}_3}{\bar{D}_4} \right)^{X_{27}}$.

В программах Метода универсального моделирования расчет потерь напора производится суммированием потерь напора в отдельных элементах

проточной части: $H_r = \sum_1^i h_w + h_{np} + h_{mp}$. Величина $\Delta \eta_r^* = 1 - \eta_r^* = \frac{H_r}{H_i}$ однозначно

связывает потери напора с подведенной работой. Компьютерные программы Метода рассчитывают «истинный» КПД, величина которого однозначно определяет уровень потерь механической энергии:

$$\eta_r^* = \frac{H_i - \sum_1^i h_w + h_{np} + h_{mp}}{H_i} = 1 - \frac{\sum_1^i h_w + h_{np} + h_{mp}}{H_i}.$$

Подстрочный индекс « r » показывает, что КПД η_r^* рассчитан по величине потерянного напора. КПД ступеней и многоступенчатых компрессоров по результатам испытаний рассчитывается по величине статических или полных параметров на входе и выходе проточной части:

$$\eta = \frac{\ln(p_2/p_1)}{\frac{k}{k-1} \ln(T_2/T_1)}, \quad \eta^* = \frac{\lg \frac{p_2^*}{p_1^*}}{\frac{k}{k-1} \lg \frac{T_2^*}{T_1^*}}.$$

При идентификации модели потерь по данным испытания ступеней и компрессоров учитывается, что $\eta^* \neq \eta_r^*$. Графики на рис. 7 показывают, что приближенный КПД η^* больше, чем «истинный» η_r^* . При идентификации моделей прежних поколений факт неравенства $\eta^* \neq \eta_r^*$ не принимался во внимание.

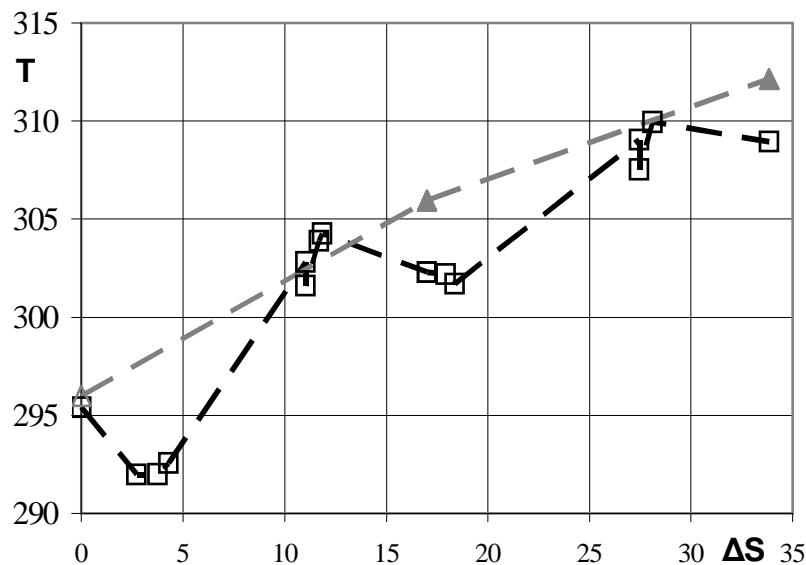


Рис. 7. $T - S$ -диаграмма движения газа в ПЧ ЦК УРАЛ 76-1,44 для $\Phi_1 = 0,0740 > \Phi_{1расч}$, ---□--- сжатие с показателями процесса, рассчитанными по ММ для каждого элемента ПЧ, ---Δ---сжатие с постоянным показателем процесса

В программах 5-го поколения при идентификации модели по характеристикам испытанных модельных ступеней и при моделировании характеристик компрессоров сопоставляются измеренные и рассчитанные значения КПД η^* .

В комплексе программ Метода универсального моделирования специальная программа идентификации «IDENT» служит для хранения информации об испытанных модельных ступенях и для обработки этих данных, рис. 8.

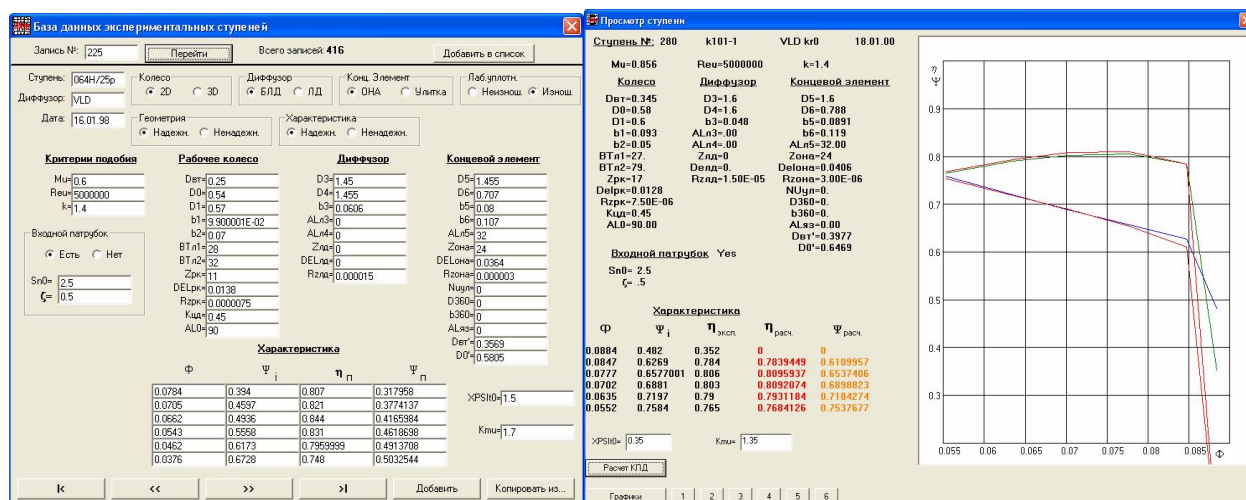


Рис.8. База данных программы IDENT. Окна с информацией о модельной ступени и результатами моделирования ступени

Идентификация модели 5-го поколения проведена по данным испытания модельных ступеней семейства 20CE - типа 028, 040, 048, 055, 060, 064, 080. Ступени имеют разные варианты исполнения, отличающиеся втулочным отношением, шириной БЛД, формой выходных кромок, которая сильно влияет на ψ_T . Испытания проведены при $M_u = 0,6-0,87$. Хорошее соответствие расчетов и экспериментов получено при одинаковых значениях коэффициентов, определяющих КПД ступеней на оптимальном режиме, что и было целью создания программ 5-го поколения.

В главе 5 представлены результаты уточненного расчета характеристик ЦК нового поколения с помощью программы SSPM-G5E 5-го поколения, что привело к получению семейства модельных ступеней, входящих в состав их проточных частей.

Результаты моделирования на примере двух компрессоров представлены на рис. 9. Всего смоделированы характеристики 17 испытанных компрессоров. Среди них один компрессор, разработанный в 2006 г. на основе характеристик лицензионных ступеней «Кларк».

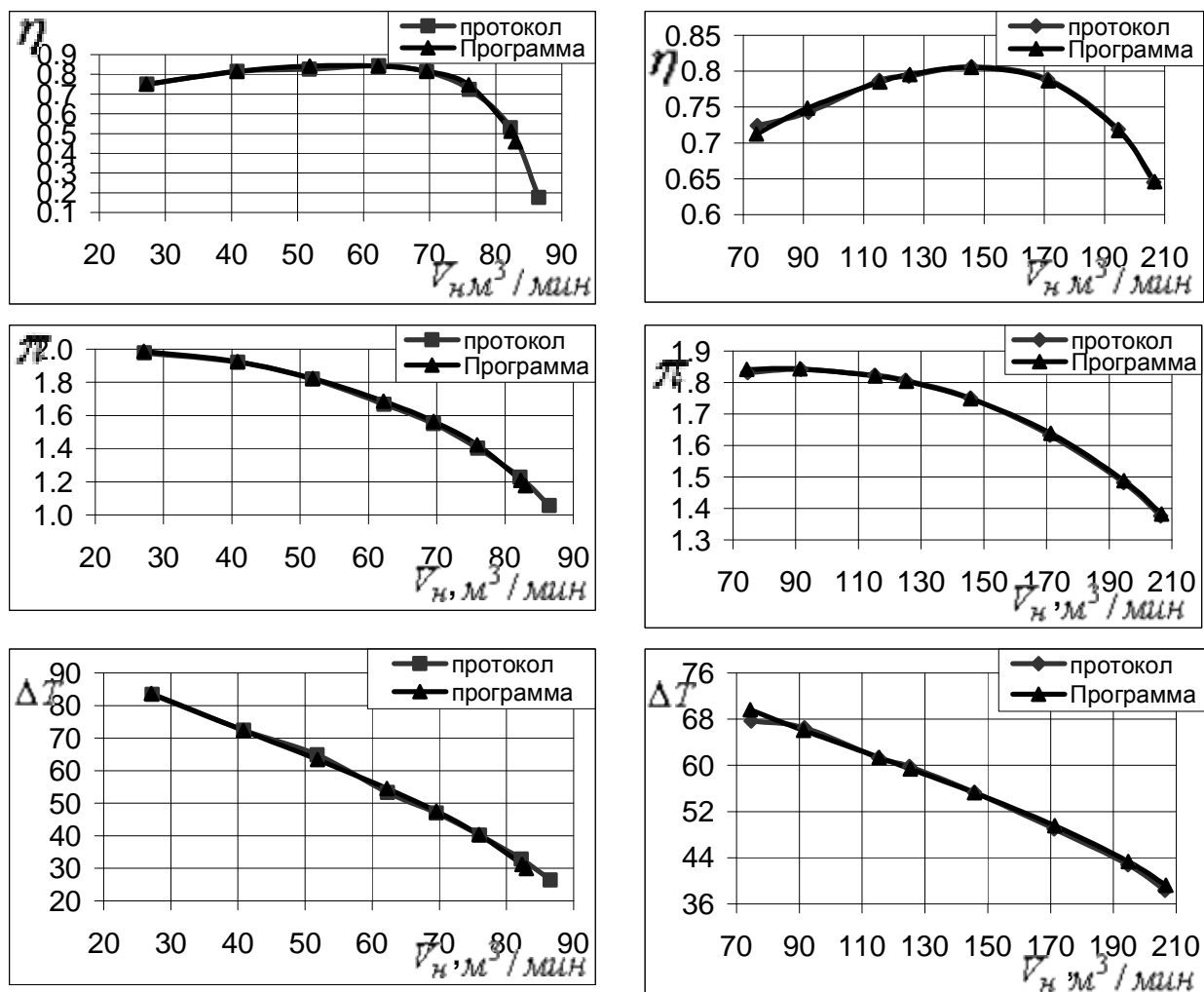


Рис. 9. Характеристики компрессоров по результатам испытаний и по программе 5-го поколения (КПД, отношение давлений, повышение температуры). Слева - ЦК 56/76-1,77, справа - СПЧ 146/71-1,75

Банк данных модельных ступеней хранится в электронном виде. Для каждой ступени имеется собственная папка со следующими файлами:

- OPTIMSTG.TMP – размеры проточной части;

- OPTIM2.TMP – показатель изоэнтропы и условные числа Маха и Рейнольдса, которые соответствуют режиму максимального КПД компрессора при приемо-сдаточных испытаниях;

- ZZ2PSI0.PSI – параметры, характеризующие напорную характеристику (K_μ и ψ_{T_0}) и $K_{цд}$;

- MMDATBX.INL – поправочные коэффициенты для расчета потерь напора во входном патрубке всасывающих ступеней и выходном патрубке концевых ступеней.

В общей для всех ступеней папке «Модельные ступени» находится программа расчета ступеней (CSPM-G5E), по которой рассчитываются характеристики и безразмерные параметры потока в контрольных сечениях при условиях работы в составе того или иного проектируемого компрессора.

Возможности программы позволяют анализировать влияние на характеристики условий работы в безразмерном виде, т.е. через критерии подобия M_u, Re_u, k . Всего в банке данных имеется информация по 16 всасывающим, 35 промежуточным и 16 концевым ступенями с оптимальными параметрами в диапазоне $\Phi_{opt} = 0,10-0,0225$, $\Psi_{T_{opt}} = 0,37-0,69$, $\eta = 0,742-0,888$, $V_{opt}/V_{max} = 0,39 - 0,67$.

Для демонстрации возможностей программ 5-го поколения была рассчитана проточная часть компрессора ЦК 115/107-1,59 на параметры аналогичные компрессору ЦК 121/107-1,55, спроектированному на базе лицензионных ступеней фирмы «Кларк». Количество ступеней, диаметры РК и габариты проточной части и пр. идентичны. Характеристики машин сопоставлены на рис. 10.

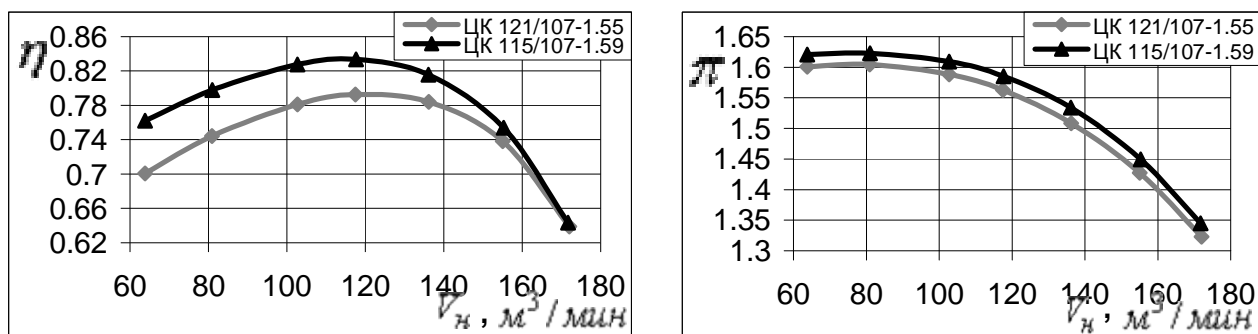


Рис. 10. Сопоставление расчетных характеристик компрессора ЦК 121/107-1,55 (лицензионные ступени) и ЦК 115/107-1,59 (модельные ступени)

Ожидаемый КПД в районе расчетного режима на 4% выше. При одинаковой потребляемой мощности развиваемое давление больше из-за более высокого КПД.

Пример использования разработанного банка данных иллюстрирует рис. 11. На нем характеристики компрессора ЦК 121/107-1,55 (лицензионные ступени) сопоставлены с характеристиками компрессора спроектированного на базе ступени типа П 059/495 из банка данных. Ее коэффициент напора несколько ниже, чем у лицензионных ступеней компрессора ЦК 121/107-1,55, поэтому диаметры рабочих колес определены равными 560 мм, против 508 мм ЦК 121/107-1,55. В остальном конструктивные параметры компрессоров одинаковые.

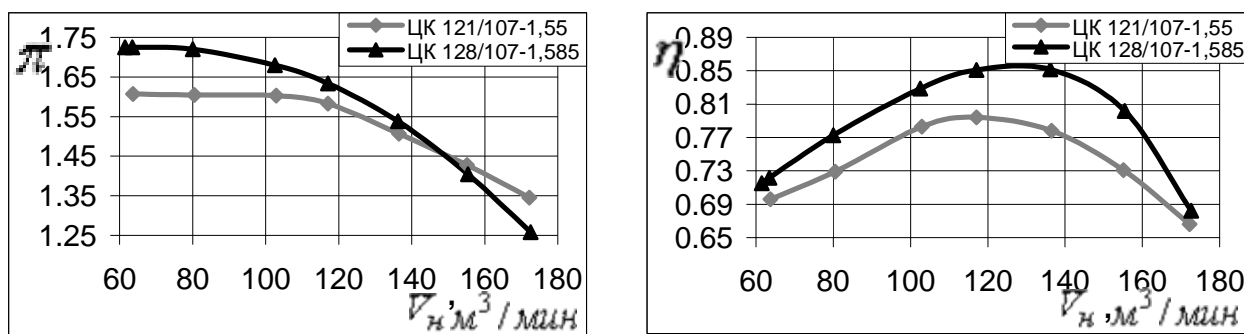


Рис. 11. Сопоставление расчетных характеристик

ЦК 121/107-1,55 с рассчитанными компрессора ЦК 128/107-1,585

Максимальный КПД спроектированного компрессора на базе модельной ступени П 059/495 больше на 6%, чем у компрессора на базе лицензионных модельных ступеней. Протекание напорной характеристики и характеристик потребляемой мощности у ЦК 121/107-1,55 в большей степени соответствует требованиям эксплуатации в газовой промышленности.

В заключении представлены основные результаты работы:

1. Потребность экономики Российской Федерации в промышленных центробежных компрессорах значительна. Энергопотребление этих машин велико, поэтому экономичности новых компрессоров, определяемой качеством газодинамических проектов, придается большое значение.

2. Сложный характер рабочего процесса ЦК делает неизбежным использование экспериментальных данных в процессе их проектирования. Несмотря на успехи методов компьютерного проектирования и оптимизации, наиболее быстрым и надежным остается проектирование с использованием характеристик заранее разработанных и испытанных модельных ступеней.

3. Экспериментальная отработка модельных ступеней – это сложный и дорогостоящий процесс. В распоряжении отечественных производителей имеются ряды модельных ступеней, которые во многом устарели. Создание новых рядов высокоэффективных модельных ступеней сейчас представляется затруднительным по экономическим соображениям.

4. Компьютерные программы Метода универсального моделирования кафедры КВХТ СПбГПУ широко используются в практике проектирования новых машин по заказам отечественных и зарубежных производителей. Хорошая точность предсказания параметров компрессоров на расчетном режиме позволила производителям отказаться от экспериментальной проверки проектов. Кафедра располагает результатами приемо-сдаточных испытаний 16-ти компрессоров с параметрами ($D_2 = 0,42 - 0,93 \text{ мм}$, $\bar{D}_{em} = 0,258 - 0,483$, $\eta = 0,777 - 0,877$, $N = 4,0 - 25,0 \text{ МВт}$, $n = 4470 - 11870 \text{ об/мин}$, $\pi = 1,37 - 2,31$, от 2 до 6 ступеней). В составе проточных частей этих компрессоров 16 всасывающих, 35 промежуточных и 16 концевых ступеней.

5. Характеристики испытанных компрессоров были смоделированы по программам Метода универсального моделирования, по которым эти проекты выполнялись (программы 4-го поколения). По результатам моделирования составлен банк данных ступеней компрессоров. Информация по этим ступеням может быть использована при проектировании новых машин с использованием приемов теории подобия. Однако при использовании в новых проектах неизбежно будет иметь место нарушение требований точного моделирования. Могут отличаться значения чисел Маха и Рейнольдса, показателя изоэнтропии. В какой-то степени придется отступать от полного геометрического подобия. Желательно чтобы расчетная программа максимально адекватно реагировала на

эти изменения. Некоторое различие в эмпирических коэффициентах для разных компрессоров, равно как и практика проектирования, указали на определенные недостатки модели потерь и расчетных алгоритмов программ 4-го поколения.

6. Изучение опыта расчета и проектирования указало на возможные пути совершенствования алгоритмов. В разработанных программах 5-го поколения сделаны следующие уточнения:

- использована уточненная схематизация диаграмм обтекания лопаток рабочего колеса, что позволило корректно моделировать эффективность ступени всех типов на расчетном режиме общим набором эмпирических коэффициентов;

- при расчете потерь поверхностного трения, вместо произвольных эмпирических коэффициентов моделирования обтекания гидравлически гладкой поверхности, использованы эмпирические формулы для расчета коэффициента силы сопротивления трения гладкой и шероховатой поверхностей. Это дало возможность корректного моделирования характеристик при особо высоких значениях критериев Рейнольдса, когда течение приобретает автомодельный характер;

- сделан уточненный расчет параметров потока во входном патрубке. Это позволило учесть потери напора во входных патрубках модельных ступеней, что повысило точность определения эмпирических коэффициентов модели потерь;

- сделан учет влияния потока протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска на массовый расход в рабочем колесе и параметров потока на входе в рабочее колесо;

- введен уточненный расчет сжимаемости параметров в косом срезе;

- уточнено влияние условного числа Россби и коэффициента теоретического напора на потери смешения и числа Маха на ударные потери.

7. Идентификация модели потерь 5-го поколения по экспериментальным данным модельных ступеней семейства 20СЕ кафедры КВХТ СПбГУ показало преимущество этой модели. Максимальный КПД ступеней с

диапазоном параметров ($\Phi_{онм} = 0,025-0,075$, $\psi_{Тонм} = 0,401-0,748$, $D_{вм} / D_2 = 0,258-0,483$, $D_4 / D_2 = 1,23-1,72$, $\eta = 0,771-0,887$, $\Phi_{крит} / \Phi_{онм} = 0,3-0,93$, $M_u = 0,6-0,8$) рассчитывается с точностью $\pm 0,3\%$ единым набором эмпирических коэффициентов.

8. По программе Метода универсального моделирования 5-го поколения (программа ССРМ-G5E) произведено уточненное моделирование характеристик 16-ти испытанных компрессоров. По результатам моделирования составлен банк данных из 67-ми ступеней (16 всасывающих, 35 промежуточных и 16 концевых) с оптимальными параметрами в диапазоне $\Phi_{онм} = 0,023-0,1$, $\psi_{Тонм} = 0,37-0,70$, $D_{вм} / D_2 = 0,258-0,483$, $D_4 / D_2 = 1,23-1,72$, $\eta = 0,742-0,888$, $\Phi_{крит} / \Phi_{онм} = 0,376-0,731$, $M_u = 0,6$. При разработке аналогичных ступеней с получением характеристик испытаниями на модельных стендах кафедры КВХТ СПбГПУ затраты на отработку каждой из ступеней оцениваются примерно в 1,5 млн. руб.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи в журналах Перечня ВАК

1. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Новое поколение модельных ступеней для газодинамического проектирования центробежных компрессоров и сменных проточных частей. Часть 1. [текст] / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова//Компрессорная техника и пневматика.– 2010.– № 2.– С. 2-11.

2. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Новое поколение модельных ступеней для газодинамического проектирования центробежных компрессоров и сменных проточных частей. Часть 2. [текст] / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова//Компрессорная техника и пневматика.– 2010.–№ 3.–С. 15-22.

3. **Солдатова, К.В.** Уточнение моделей потерь и напора в программах Метода универсального моделирования по результатам испытания промышленных центробежных компрессоров. [текст] / К.В. Солдатова // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2010. – № 4. – С. – 300-308.

4. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В., Дроздов, А.А.** Уточнение алгоритма расчета параметров потока в центробежной компрессорной ступени. [текст] / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2010. – № 4. – С. – 150-157.

5. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Разработка «виртуальных» модельных ступеней с помощью программ 5-го поколения Метода универсального моделирования. [текст] / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2011. – № 4. – С. 241-247.

6. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В., Дроздов, А.А.** О применении и расчете КПД проточной части турбокомпрессоров. [текст] / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Компрессорная техника и пневматика. – 2011. – № 8. – С. 2-11.

7. **Васильев, Ю.С., Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Оптимизация проточной части турбомашин (на примере центробежных компрессоров). [текст] / Ю.С. Васильев, Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // «Известия Высших Учебных Заведений. Проблемы Энергетики». – 2011. – № 9-10. С.105-117.

Монографии

1. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние. Монография. [текст] / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // Изд-во Политехнического ун-та. – 2011. – С. 327.

Статьи в научных изданиях

1. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Новое поколение модельных ступеней для газодинамического проектирования центробежных компрессоров и сменных проточных частей. [текст] / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под редакцией Галеркина Ю.Б. Изд. СПбГПУ. – 2010. – С. 419-432.

Доклады на конференциях

1. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Снижение энергопотребления при транспортировке газа за счет оптимизации газодинамических характеристик

центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов. [текст] / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // Международный научно-технический конгресс «Энергетика в глобальном мире». – Красноярск. – 2010. – С. 241-242.

2. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Математическое моделирование газодинамических характеристик промышленных центробежных компрессоров с целью повышения их эффективности. [текст] / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // 2 Международная научно-практическая Интернет-конференция «Молодежь. Наука. Инновации». – Пенза. – 2010. – С. 247-253.

3. **Солдатова, К.В.** Математическое моделирование газодинамических характеристик промышленных центробежных компрессоров с целью повышения их эффективности. [текст] / К.В. Солдатова // Наука и инновации в технических университетах. Материалы 4-го всероссийского форума студентов, аспирантов и молодых ученых. – 2010. – СПбГПУ.

4. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Разработка модельных ступеней по результатам испытания промышленных центробежных компрессоров нового поколения. [текст] / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // Труды 15 Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. Том 1. – Казань. – 2011. – С.224-232.

5. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В., Дроздов, А.А.** Развитие компьютерных программ Метода универсального моделирования 1-го уровня. [текст] / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Труды 15 Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. Том 1. – Казань. – 2011. – С. 276-285.