

На правах рукописи



Крайнов Артем Александрович

Выбор конструктивных параметров струйно-реактивной ступени  
малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины  
с учетом динамики рабочих процессов

Шифр и наименование научной специальности:  
01.02.06 Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата  
технических наук

Нижний Новгород – 2018

Работа выполнена в Нижегородском государственном техническом университете им. Р.Е. Алексеева.

Научный руководитель: к.т.н., доцент Хрунков Сергей Николаевич

Официальные оппоненты: Фершалов Юрий Яковлевич, д.т.н., доцент,  
Дальневосточный федеральный университет,  
профессор кафедры «Судовая энергетика и  
автоматика» Инженерной школы

Гайнутдинов Владимир Григорьевич, д.т.н.,  
профессор, Казанский национальный  
исследовательский технический университет им.  
А.Н. Туполева – КАИ, заведующий кафедрой  
«Конструкция и проектирование летательных  
аппаратов»

Ведущая организация: Институт проблем машиностроения РАН –  
филиал Федерального государственного  
бюджетного научного учреждения  
«Федеральный исследовательский центр  
Институт прикладной физики Российской  
академии наук»

Защита состоится 25 октября 2018 года в 16-00 на заседании диссертационного совета Д 212.165.08 при ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический университет имени Р.Е. Алексеева» по адресу: 603950, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24, корп 1, ауд. 1315.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» по адресу:

<https://www.nntu.ru/structure/view/podrazdeleniya/fpsvk/obyavleniya-o-zashhitah>

Автореферат разослан « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2018 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета



Грамузов Евгений Михайлович

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** В настоящее время в технике широкое применение получил малоразмерный турбинный привод. В сравнении с электрическим, турбинный привод более эргономичен, обладает большим ресурсом. Отсутствие электрических компонентов полностью исключает искрообразование и риск поражения электрическим током, обеспечивая при этом высокую пожарную безопасность. Турбинный привод сохраняет свою работоспособность в широком диапазоне температур, при повышенной влажности, в загрязненных и запыленных пространствах. Указанные достоинства турбинного привода определяют области его применения, например, следующие:

- в качестве привода генераторных установок для электроснабжения газораспределительных станций в системах транспортирования природного газа;
- в качестве приводов различных агрегатов в составе летательных аппаратов: системах открытия аварийных, в турбодетандерах и в системах жизнеобеспечения;
- в устройствах редуцирования природного газа, что дает возможность наиболее эффективного использования потенциальной энергии сжатого природного газа с получением механической работы;
- в качестве приводов шаровых кранов магистральных газопроводов, где рабочим телом является транспортируемый неподготовленный природный газ;
- в качестве привода ручного пневматического шлифовального инструмента, предназначенного для выполнения технологических операций в судостроении, авиационной промышленности и других отраслях машиностроения.

Настоящая работа посвящена выбору конструктивных параметров малоразмерных турбин ручных пневматических шлифовальных машин. На данный момент создано большое число конструктивных схем малоразмерных турбин, отвечающих различным эксплуатационным требованиям, но наиболее перспективными для привода ручного пневматического шлифовального инструмента, как с точки зрения технологии изготовления, так и по параметрам эффективности, по нашему мнению, являются многоступенчатые радиальные турбины.

В настоящее время основным типом двигателя в ручном пневматическом шлифовальном инструменте является ротационно-пластинчатый двигатель. Малоразмерные многоступенчатые радиальные турбины способны обеспечить требуемое сочетание частоты вращения и крутящего момента ротора ручной пневматической шлифовальной машины, что является важным преимуществом перед ротационно-пластинчатым двигателем, особенности рабочего процесса и конструкции которого не допускают такой возможности. Не менее важным преимуществом турбинного привода перед ротационно-пластинчатым является отсутствие необходимости в смазке рабочего тела, что значительно упрощает общую пневматическую схему. Отработавшее рабочее тело при этом не имеет смазывающих веществ в своем составе, что положительно сказывается на экологических показателях инструмента. В настоящее время в турбинном

приводе ручного пневматического инструмента наиболее широко применяются осевые турбинные ступени. Однако крайне низкая технологичность, обусловленная сложностью обработки осевого лопаточного венца, не позволяет получить приемлемую себестоимость конечного продукта. Лопаточную решетку малоразмерной радиальной турбины возможно изготовить в прессформе литьем пластмассы под давлением, что существенно снижает ее стоимость при серийном производстве. В связи с этим, весьма актуальной задачей является создание такой кинематической схемы малоразмерной многоступенчатой радиальной турбины, в которой сочетаются эффективные и технологичные параметры, обеспечивающие низкую себестоимость изготовления, высокий коэффициент полезного действия (КПД) и достаточную мощность при высокой частоте вращения ротора.

Использование в качестве привода радиальной двухступенчатой турбины, включающей в себя струйно-реактивную ступень (СРТ), неподвижный промежуточный направляющий аппарат (ПНА) и центростремительную ступень (ЦС), позволит создать эффективный пневматический двигатель с высокими технологическими показателями. Данная инновационная схема привода запатентована, но публикации с результатами исследования рабочих процессов в проточной части малоразмерной турбины отсутствуют. Эта схема требует всестороннего исследования и выбора конструктивных параметров элементов проточной части, что является своевременным и актуальным.

**Объект исследования** – малоразмерная двухступенчатая радиальная турбина, предназначенная для привода ручного пневматического инструмента.

**Предмет исследования** – динамика рабочих процессов, протекающих в проточной части малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины.

**Целью работы** является разработка струйно-реактивной ступени малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины, включающей струйно-реактивную ступень давления, неподвижный направляющий аппарат и центростремительную ступень скорости.

Для достижения поставленной цели решены **следующие задачи**:

- получены основные теоретические зависимости для определения характеристик элементов проточной части двухступенчатой малоразмерной турбины со струйно-реактивной ступенью давления и центростремительной ступенью скорости;
- выполнен анализ рабочих процессов в проточной части каждого из элементов малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины и определено относительное изменение КПД турбины, вызываемое изменением коэффициентов скорости отдельных элементов проточной части;
- выполнено численное моделирование и определены параметры потока рабочего тела в сопловом аппарате СРТ;
- разработана методика определения рациональных конструктивных параметров малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины;
- проведены экспериментальные исследования конструктивных параметров канала соплового аппарата СРТ, обеспечивающих наибольшую эффективность малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины.

**Научная новизна** – в диссертации получены следующие новые результаты.

1. Выполнен анализ рабочих процессов в проточной части двухступенчатой малоразмерной радиальной турбины со струйно-реактивной ступенью давления и центростремительной ступенью скорости, позволивший выявить элемент, обеспечивающий наибольшее относительное изменение КПД турбины за счет изменения коэффициента скорости.
2. Выполнено численное моделирование и определены газодинамические параметры потока рабочего тела в сопловом аппарате СРТ в составе малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины.
3. Предложена расчетно-экспериментальная методика выбора конструктивных параметров малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины.

**Достоверность и обоснованность** полученных результатов обеспечена использованием фундаментальных положений газовой динамики и теории турбомашин при разработке конструкции и моделировании рабочих процессов в малоразмерной двухступенчатой радиальной турбине. Результаты моделирования подтверждены проведенными экспериментальными исследованиями с применением современного поверенного измерительного и испытательного оборудования. Сходимость расчетных и экспериментальных данных хорошая.

**Практическая значимость.** Полученные результаты были использованы в научно-исследовательской работе при создании и изготовлении модельного ряда ручных пневматических шлифовальных машин (РПШМ) с турбинным приводом, предназначенных для выполнения технологических операций в судостроении, авиационной промышленности и других отраслях машиностроения. Данные исследования проведены при финансовой поддержке МИНОБРНАУКИ РФ в рамках Соглашения № 14.577.21.0104 с ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» (идентификатор проекта RFMEFI57714X0104). Созданные и изготовленные РПШМ существенно превосходят по своим энергетическим и экономическим показателям импортные аналоги. Результаты диссертационного исследования также использованы в учебном процессе в НГТУ в дисциплинах «Механика жидкости и газа» и «Прикладная газодинамика». Полученные результаты рекомендуется использовать при разработке пневматических многоступенчатых турбинных приводов, в состав которых входит струйно-реактивная ступень.

**На защиту выносятся.**

1. Конструктивные решения струйно-реактивной ступени малоразмерной турбины в качестве основного элемента двухступенчатого радиального турбинного привода ручных пневматических шлифовальных машин.
2. Результаты численного моделирования газодинамических процессов СРТ.
3. Методика выбора конструктивных параметров струйно-реактивной ступени малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины с учетом динамики рабочих процессов.
4. Конструктивные параметры канала соплового аппарата СРТ, обеспечивающие наибольшую эффективность малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины.

**Личный вклад автора.** Автор принимал непосредственное участие в расчетных и натурных экспериментах по поиску оптимальных параметров сверхзвукового сопла СРТ, планировании эксперимента, а также участвовал в обсуждении и интерпретации результатов, влияния СРТ на эффективность всей схемы турбинного пневматического привода. Автором выполнены все этапы профилирования сопел, составление трехмерных геометрических моделей. Автору принадлежат выводы и научные положения, сформулированные в диссертационной работе.

**Апробация результатов работы.** Основные положения и результаты работы опубликованы в реферируемых научных журналах, в том числе из перечня ВАК и в индексируемых в базе Scopus, докладывались и обсуждались на научно-технических конференциях: «XIV Международная молодежная научно-техническая конференция «Будущее технической науки»» (Нижний Новгород, 2015); «Международная молодежная научная конференция «XXII Туполевские чтения (школа молодых ученых)»» (Казань, 2015); «V Всероссийская межотраслевая научно-техническая конференция «Актуальные проблемы морской энергетики»» (Санкт-Петербург, 2016); «XV Международная молодежная научно-техническая конференция «Будущее технической науки»» (Нижний Новгород, 2016); «Всероссийская научно-практическая конференция «Современные технологии в кораблестроительном и авиационном образовании, науке и производстве»» (Нижний Новгород, 2016).

В законченном виде работа докладывалась на научном семинаре в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Нижегородский государственный технический университет имени Р.Е. Алексеева» на расширенном заседании кафедры «Энергетические установки и тепловые двигатели».

**Публикации.** Основные результаты диссертационных исследований приведены в 15 публикациях, из них научно-технических статей, опубликованных в изданиях, рекомендованных ВАК – 4, докладов на научно-технических конференциях и публикаций в сборниках – 9, патентов – 2.

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, трех глав, заключения, списка литературы и приложений. Общий объем диссертации 134 страниц, в том числе: 116 страниц основного текста, иллюстрированных 68 рисунками и 13 таблицами, список литературы из 130 наименований на 15 страницах, а также приложения на 4 страницах.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цели и основные задачи исследований, научная новизна и практическая значимость результатов диссертации.

**В первой главе** рассматриваются области применения пневматического турбинного привода, а также проблемы его использования, приведен обзор конструкций турбинных приводов различных кинематических схем с указанием преимуществ и недостатков.

Большой вклад в изучение рабочих процессов в турбомашинах внесли В.И. Котляр, А.Г. Курзон, А.С. Наталевич, И.И. Кириллов. В настоящее время разработкой новых кинематических схем и совершенствованием существующих занимаются научные сотрудники СПбГПУ под руководством В.А. Рассохина. Особенности работы малоразмерных турбин, в том числе многоступенчатых, представлены в работах Ю.Я. Фершалова (ДВФУ), С.В. Чехранова (ДВГРУ), Ю.П. Кузнецова и С.Н. Хрункова (НГТУ). Весомый вклад в развитие теории лопаточных машин и газодинамики внесли О.В. Батулин, В.Н. Матвеев, Л.С. Шаблей, В.М. Радько, Н.Ф. Мусаткин, Д.С. Калабухов (СГАУ), В.И. Ерофеев (ИПМ РАН), В.М. Гуреев и В.Г. Гайнутдинов (КНИТУ-КАИ). Принципиальные конструкции турбоприводов с использованием струйно-реактивной турбинной ступени (Сегнерова колеса) фигурируют в работах научного коллектива (СГУ, Сумы) под руководством С.М. Ванеева. Глава завершается формулировкой цели и задач исследования.

**Во второй главе** показан конструкторский облик инновационного двухступенчатого малоразмерного турбинного привода ручного пневматического инструмента, основные уравнения, описывающие течение рабочего тела в проточной части малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины, а также расчет относительных показателей эффективности каждого элемента ее проточной части. Этот расчет позволил выявить элемент, который вносит наибольший вклад в эффективные характеристики привода.

На рисунке 1 представлены основные конструктивные элементы малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины. В качестве первой ступени используются струйно-реактивная турбина со 100%-ной степенью реактивности, в качестве второй ступени - центростремительная турбина. Такая компоновка радиальной двухступенчатой малоразмерной турбины позволяет осуществить эффективную работу обеих ступеней при максимально возможной окружной скорости и значительно уменьшить утечки рабочего тела через зазоры. Конструктивно это обеспечивается применением двухвенечного турбинного колеса и периферийного промежуточного направляющего аппарата, рисунок 1. Сжатый воздух из камеры высокого давления 7 подводится к рабочему колесу 1 через воздухоподводящий канал 9 с использованием уплотнительной втулки 10. На одной боковой поверхности турбинного колеса расположен сопловой аппарат центробежной ступени 3 с покрывающим диском 5, на противоположной - венец рабочих лопаток центростремительной ступени 4 с покрывающим диском 6. При работе малоразмерной турбины (МТ) рабочее колесо и покрывающие диски вращаются совместно, образуя замкнутые каналы для течения потока воздуха. Поворот потока в меридиональной плоскости осуществляется в межлопаточных каналах промежуточного направляющего аппарата (ПНА), сформированного неподвижными лопатками 2. Боковые стенки лопаток ПНА расположены во взаимно параллельных плоскостях с заданным эксцентриситетом в поперечном сечении турбины относительно оси ее вращения.

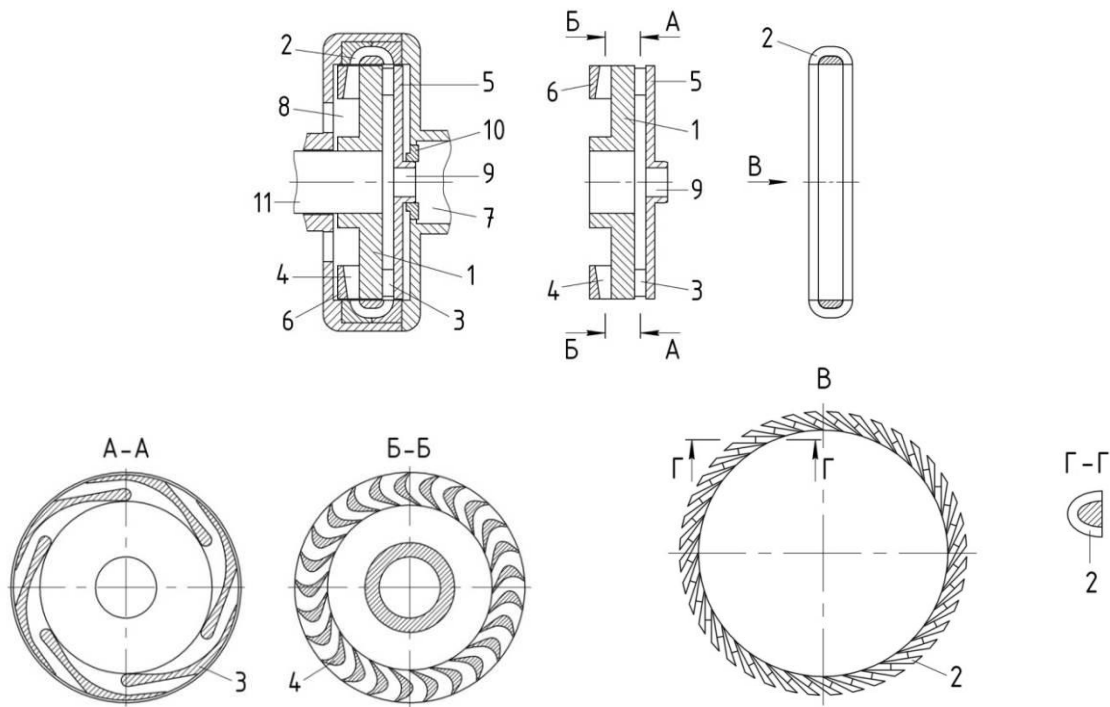


Рисунок 1 – Основные элементы малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины.

В сопловом аппарате центробежной ступени поток ускоряется и под действием реактивной силы вращает рабочее колесо (РК). В ПНА, взаимодействуя с периферийной ограничивающей поверхностью, поток изменяет направление движения с центробежного на центростремительное, одновременно приобретая заданный угол тангенциальной закрутки. Затем поток передает оставшуюся часть своей кинетической энергии турбинному колесу в рабочих лопатках центростремительной ступени.

Ниже приведены основные уравнения для расчета показателей эффективности и совершенства отдельных элементов проточной части малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины, полученные в рамках одномерной струйной теории Эйлера. Для рассмотрения характеристик струйно-реактивной ступени в качестве характеристического параметра выбрано отношение  $U/C_0$ , где  $U$  – окружная скорость рабочего колеса в точке выхода из него рабочего тела на периферийной окружности,  $C_0$  – условная скорость истечения рабочего тела, рассчитываемая по располагаемому перепаду энтальпий  $h_0$ . Окружной коэффициент полезного действия струйно-реактивной ступени давления определяется потерями кинетической энергии с выходящим потоком и потерями энергии в соплах рабочего колеса, обусловленными необратимыми составляющими протекающих процессов (трение, внезапное расширение, потери в косом срезе, и другие виды потерь). Вычислить окружной коэффициент полезного действия можно по отношению удельной работы к располагаемой:

$$\eta_{\text{ок}} = \frac{l_u}{l_0}.$$



В соответствии с элементарной струйной теорией турбомашин по уравнению Эйлера вышеуказанную зависимость можно представить следующим образом:

$$\eta_u = \frac{l_u}{l_0} = \frac{U \cdot \left( \varphi_{CPT} \cdot \sqrt{C_0^2 + U^2} \cdot \cos \delta - U \right)}{\frac{C_0^2}{2}} = 2 \cdot \frac{U}{C_0} \cdot \left( \varphi_{CPT} \cdot \sqrt{1 + \left( \frac{U}{C_0} \right)^2} \cdot \cos \delta - \frac{U}{C_0} \right),$$

где  $U$  – окружная скорость периферийного радиуса РК;

$\varphi_{CPT}$  – скоростной коэффициент СРТ;

$C_0$  – условная скорость истечения РТ, рассчитанная по располагаемому перепаду энтальпий  $h_0$ ;

$\delta$  – угол между векторами скорости выхода потока РТ из сопла и касательной к периферийной окружности в точке выхода потока.

Момент, получаемый на центробежной струйно-реактивной ступени турбины, составит:

$$M = G \cdot l_u,$$

где  $G$  – расход газа через турбину, в расчетах принимаем  $G=0,02$  кг/с;

$R$  – радиус рабочего колеса на выходе потока, в расчетах принято  $R=0,03$  м.

Мощность, развиваемая центробежной струйно-реактивной ступенью турбины, составит:

$$N = M \cdot \omega = M \cdot \frac{U}{R},$$

где  $\omega$  – частота вращения рабочего колеса, 1/с.

Очевидно, что дополнительные потери в промежуточном направляющем аппарате обусловлены поворотом направления движения потока на  $180^\circ$ , местными сопротивлениями и сопротивлением трения. В силу высокой скорости движения потока потери на трение будут весьма существенными, при этом часть теплоты трения будет безвозвратно утрачена, а другая часть этой теплоты будет возвращена в поток в виде кинетической и термической энергии. Поэтому определение скоростного коэффициента промежуточного направляющего аппарата является крайне важной для исследования задачей. На данном этапе можно предположить, что названный скоростной коэффициент лежит в следующих пределах:

$$\varphi_{ПНА} = 0,8 \dots 0,98.$$

Удельная окружная работа, получаемая на центростремительной ступени рабочего колеса, может быть определена по известному уравнению Эйлера:

$$l_u = U \cdot C_{3u} + U_2 \cdot C_{4u} = U \cdot C_3 \cdot \cos \theta + U_2 \cdot C_4 \cdot \sin \gamma,$$

где  $C_3$  – абсолютная скорость РТ на выходе из ПНА;

$C_{3u}$  – проекция скорости  $C_3$  на вектор  $U$ ;

$U_2$  – окружная скорость на выходе из ЦС ступени;

$C_4$  – абсолютная скорость на выходе из ЦС венца РК;

$C_{4u}$  – проекция скорости  $C_4$  на вектор  $U_2$ ;

$\theta$  – угол выхода потока из ЦС ступени;

$\gamma$  – угол между вектором  $C_4$  и перпендикуляром, проведенным к центру РК.

Окружной коэффициент полезного действия центростремительной ступени скорости может быть определен по следующему выражению:

$$\eta_u = \frac{2 \cdot l_u}{C_0^2}$$

Момент, получаемый на центростремительной ступени рабочего колеса, составит:

$$M = G \cdot l_u$$

где  $G$  – расход газа через турбину, кг/с.

Мощность, развиваемая центростремительной ступенью рабочего колеса, составит:

$$N = M \cdot \omega = M \cdot \frac{U}{R},$$

где  $\omega$  – частота вращения рабочего колеса, 1/с.

Для сопоставления влияния отдельных элементов проточной части МТ на ее КПД проведем анализ изменения КПД малоразмерной турбины в зависимости от характеристического отношения  $U/C_0$ , сопоставляя изменение КПД идеализированного случая полного аэродинамического совершенства всех ее элементов ( $\varphi_{СА} = \varphi_{ПНА} = \varphi_{РК} = 1$ ) с вариантами, в которых реализуется снижение скоростного коэффициента у одного из ее элементов (либо у СРТ, либо на ПНА, либо на ЦС ступени). Анализ графиков, представленных на рисунке 2, показывает, что наибольшее влияние на работу всей малоразмерной турбины оказывает аэродинамическое совершенство СРТ, а наименьшее влияние – совершенство центростремительной ступени.

Причем, на основном скоростном режиме работы при

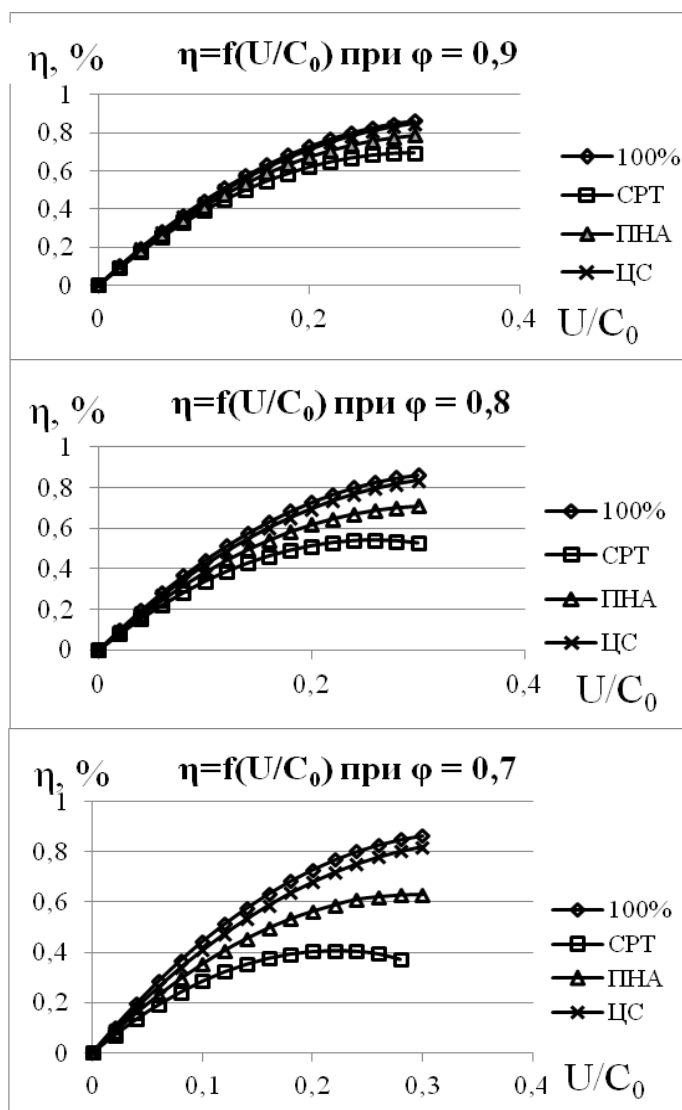


Рисунок 2 – Снижение КПД МТ при падении аэродинамического совершенства одного из элементов ее проточной части.

значении характеристического отношения  $U/C_0=0,15$  при одновременном снижении скоростного коэффициента с  $\varphi=0,9$  до  $\varphi=0,8$  всех элементов проточной части МТ уменьшение ее КПД в целом будет вызвано: примерно на 60% влиянием аэродинамического совершенства СРТ, примерно на 30% влиянием аэродинамического совершенства ПНА и примерно на 10% влиянием аэродинамического совершенства ЦС ступени.

В главе 3 описывается цель и особенности постановки эксперимента по совершенствованию наиболее значащего элемента проточной части малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины. Эксперимент составлен из двух частей: численный эксперимент, произведенный при помощи программного комплекса ANSYS CFX и натурный эксперимент, в котором проведена серия испытаний рабочих колес в составе пневматической шлифовальной машины.

При планировании эксперимента были приняты следующие параметры оптимизации: для численного эксперимента – коэффициент скорости  $\varphi_{СРТ}$ , для натурального эксперимента – максимальный КПД. Среди множества факторов, оказывающих влияние на параметр оптимизации, были приняты, по мнению автора, наиболее значимые конструктивные параметры: геометрический угол расширения сверхзвуковой части сопла  $\gamma$  и геометрическая степень расширения канала в сверхзвуковой части сопла  $F/f$ , представляющая собой отношение площади выходного сечения сопла 1 к площади его критического сечения 2, рисунок 3.

Сочетания факторов первой серии экспериментов, состоящей из 5 опытов приняты в соответствии с рисунком 4. Точка № 0, соответствующая факторам  $\gamma=7^\circ$  и  $F/f=1,3$ , принята исходя из априорной информации.

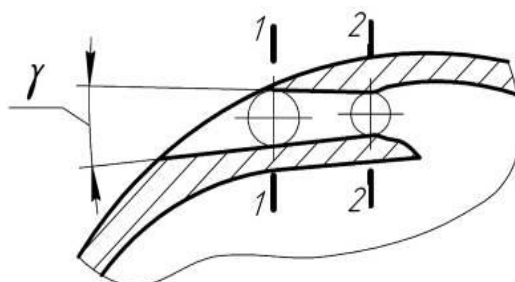


Рисунок 3 – Основные факторы влияния.

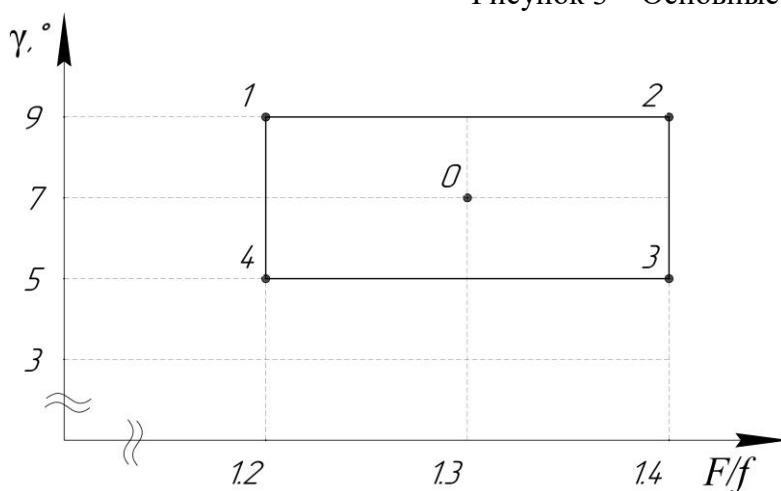


Рисунок 4 – Графическое представление первой серии экспериментов на поле факторного пространства.

Схематично методика исследования течения рабочего тела через единичный сопловой канал СРТ представлена на рисунке 5. Методика

основана на применении программного комплекса ANSYS, включающего в себя различные модули, объединенные продуктом ANSYS Workbench, в совокупности способные реализовать полный цикл численного моделирования газодинамических процессов, сопровождающих истечение вязкого газа через сверхзвуковое сопло, начиная от построения геометрии, и заканчивая анализом результатов.

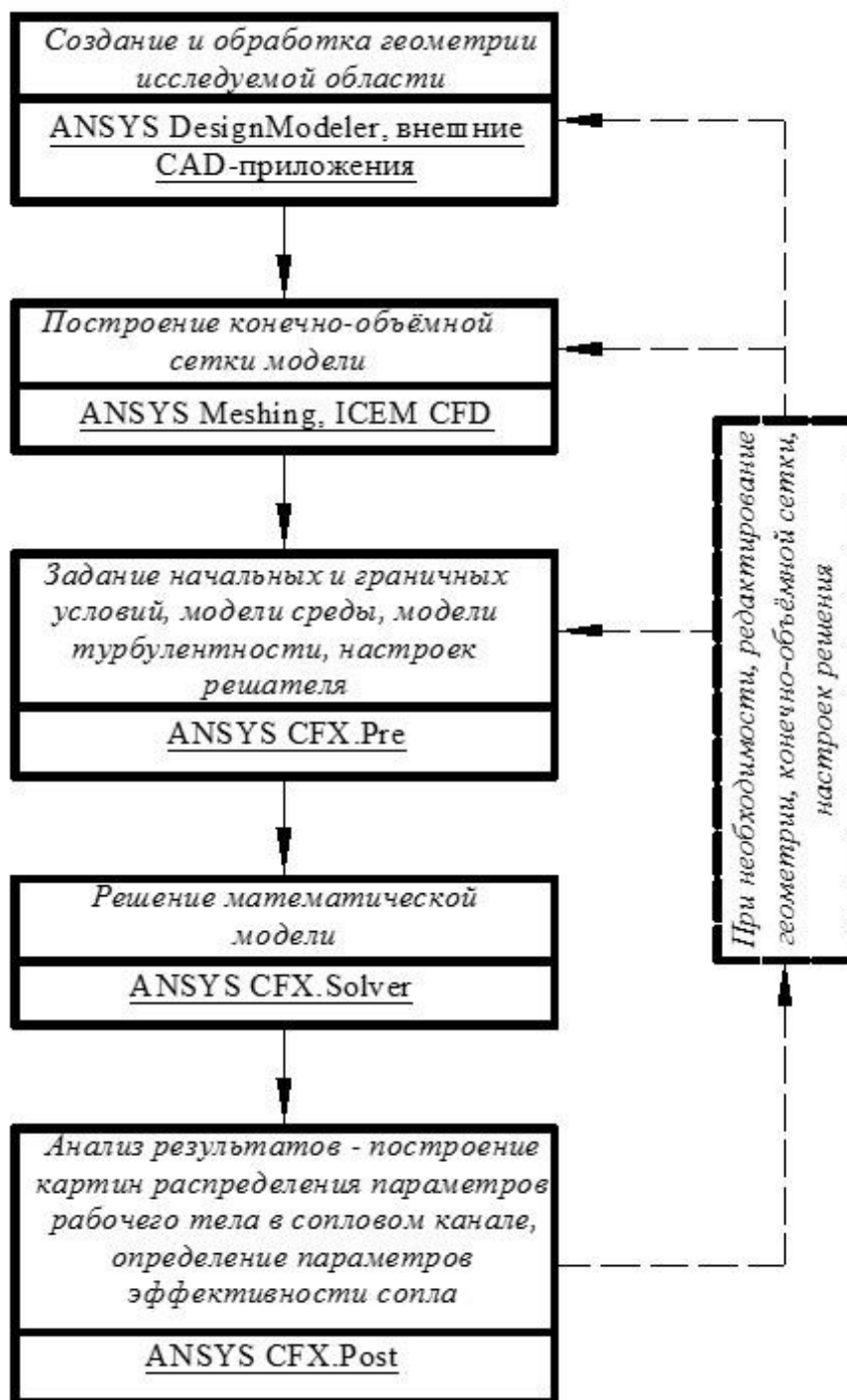


Рисунок 5 – Схема методики численного моделирования газодинамических процессов, сопровождающих истечение рабочего тела из соплового канала.

Для каждой экспериментальной комбинации факторов создана конечно-объемная сетка для численного расчета, рисунок 6. Условно, рабочий домен

можно разделить на две области: 1 (более подробную) – область непосредственно соплового канала, 2 – внешнюю область.

Эффективность соплового канала определяется с помощью коэффициента скорости  $\varphi = \frac{C_1}{C_{из}}$ . Для расчета изэнтропийной скорости значение конечного статического давления  $p_2$  вычисляется в каждой ячейке.

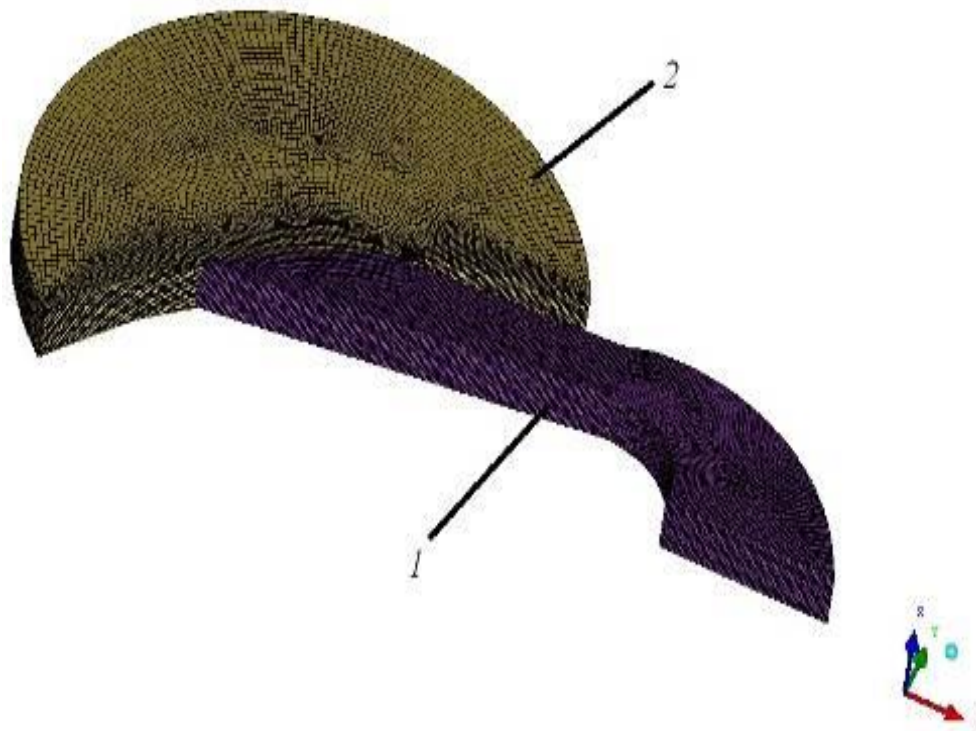


Рисунок 6 – Конечно-объемная сетка, используемая для численного моделирования.

В качестве рабочего тела принята модель идеального газа. Решались осредненные по числу Рейнольдса уравнения Навье-Стокса, дополненные двухпараметрической SST-моделью турбулентности с заданными по умолчанию параметрами. Граничные условия сформированы следующим образом: на входной границе задавалось входное граничное условие типа inlet – давление торможения равнялось 0,63 МПа, температура торможения – 293 К, направление скорости потока – перпендикулярно границе. Сопловой канал ограничивался условиями типа wall, характеризуемыми прилипанием потока без проскальзывания (тангенциальная скорость стремится к нулю вблизи поверхности). Выходное условие типа opening характеризовалось атмосферным давлением и температурой 293 К.

В результате численного расчета для каждого из пяти расчетных точек получены картины распределения полей скорости потока (в числах Маха) по сечению канала и давления в выходном сечении канала.

Как пример, на рисунках 7 и 8 представлены результаты расчетов первой точки с комбинацией факторов  $\gamma=9$ ;  $F/f=1,2$ . коэффициент скорости для данного расчетного случая составил 0,981. По картине распределения полей

чисел Маха видно, что в основном концентрация наибольших значений лежит в области выходного сечения.

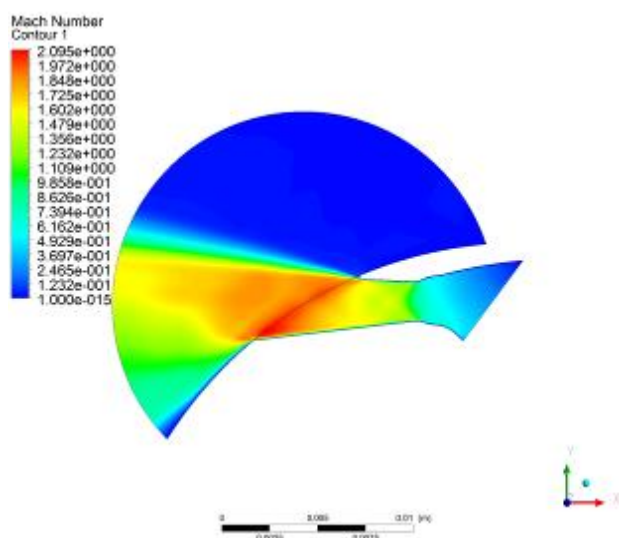


Рисунок 7 – Распределение полей чисел Маха в первом расчетном случае

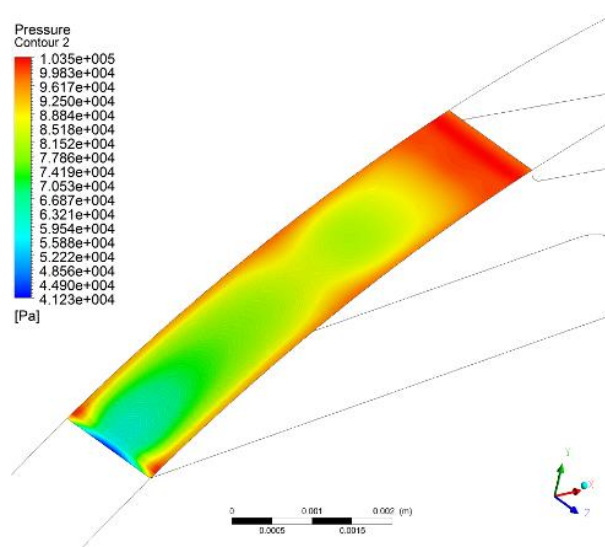


Рисунок 8 – Распределение давлений в выходном сечении канала в первом расчетном случае

Результаты серии экспериментов из пяти экспериментальных точек представлены в таблице 1.

Таблица 1.

| № экспериментальной точки | Сочетание факторов   | Коэффициент скорости $\varphi$ |
|---------------------------|----------------------|--------------------------------|
| 0                         | $F/f=1.3; \gamma=7.$ | 0.974                          |
| 1                         | $F/f=1.2; \gamma=9.$ | 0.981                          |
| 2                         | $F/f=1.4; \gamma=9.$ | 0.971                          |
| 3                         | $F/f=1.2; \gamma=5.$ | 0.965                          |
| 4                         | $F/f=1.4; \gamma=5.$ | 0.978                          |

На сегодняшний день при проектировании широкое распространение получили подобные численные методы, основанные на конечно-элементном анализе течения газа. Однако подобные численные методы, ввиду ряда упрощений и допущений, не всегда точно отражают реальную газодинамику потока и вносят погрешность в оценку конструкторских решений. Исходя из этого важным этапом создания малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины является экспериментальное подтверждение результатов численных исследований.

Подтверждение было получено путем проведения натурального эксперимента. Согласно составленного плана эксперимента были спроектированы и изготовлены пять РК с сочетанием принятых факторов. Изготовление РК осуществлялось методом 3D печати, рисунок 9.



Рисунок 9 – Изготовленные в соответствии с планом первой серии экспериментов РК.

Настоящие испытания проводились на экспериментальном стенде для исследования малоразмерных турбин, рисунок 10.

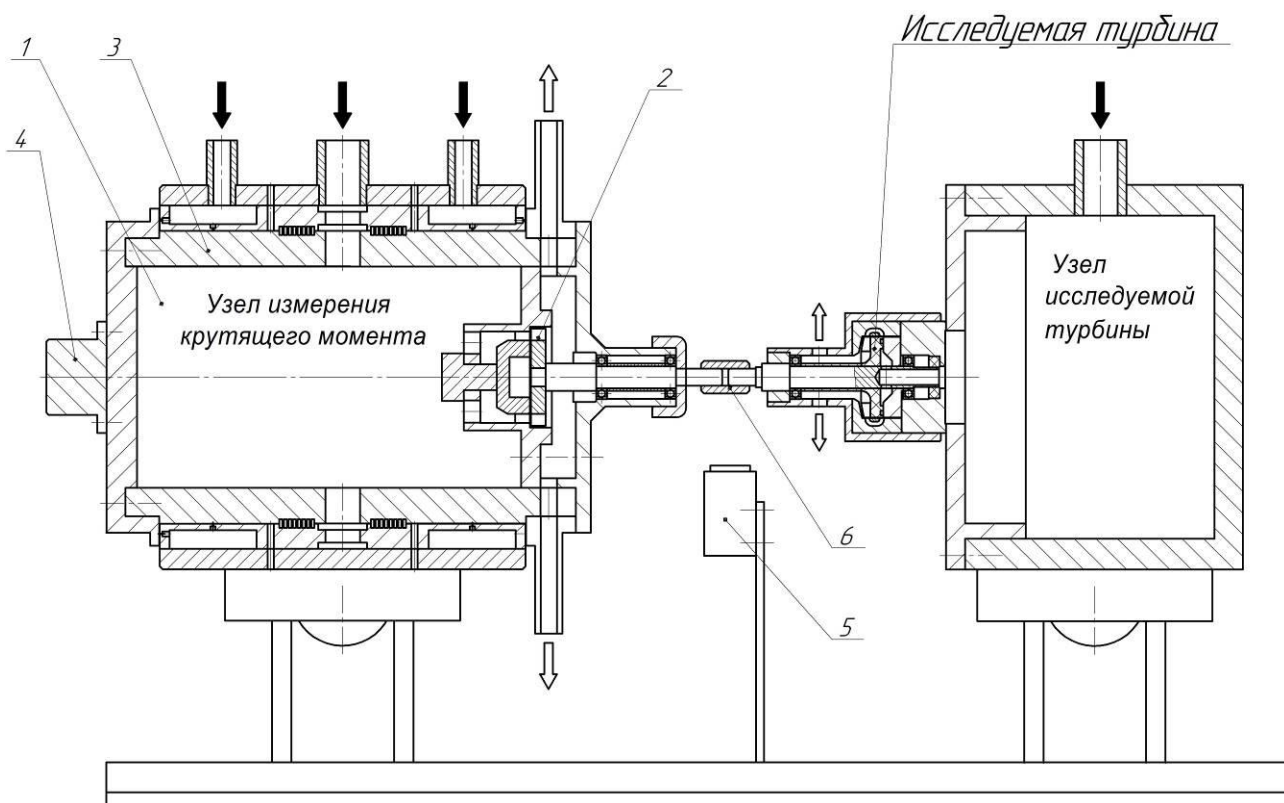


Рисунок 10 – Устройство стенда для исследований малоразмерных сопловых решеток.

Экспериментальный стенд состоит из следующих основных элементов:

- узел измерения крутящего момента (поз. 1), в состав которого входит малоразмерная турбина встречного вращения (поз. 2) и газостатический подвес (поз.3), исключая механический контакт с неподвижными частями стенда.
- тензометрический датчик (поз. 4), посредством которого определяется крутящий момент исследуемой турбины.

- для определения частоты вращения вала шлифовальной машины установлен оптический тахометр (поз. 5).
- с целью обеспечения соосности вала шлифовальной машины и вала испытательного стенда установлена втулка (поз. 6).

Данная конфигурация стенда позволяет определить крутящий момент ( $M_{кр}$ , Н·м), который создает рабочее колесо турбины на роторе при различных частотах вращения ( $n$ , мин.<sup>-1</sup>). По имеющимся данным подсчитывается мощность при тех же частотах и строится кривая зависимости мощности ( $N$ , Вт) от частоты вращения. С учетом известных данных о расходе воздуха через турбину ведется расчет значений КПД в зависимости от характеристического параметра  $U/C_0$ . Дополнительная конфигурация стенда (на рисунке не показана) позволяет определить параметры работы соплового аппарата для дальнейших расчетов характеристических параметров (коэффициент скорости  $\psi$ , коэффициент расхода  $\mu$  и другие). Результаты натурных испытаний представлены в таблице 2 и рисунках 11, 12.

Таблица 2

| Результаты испытаний РК на определение внешней характеристики СРТ+ЦС при Рабс=0,63 МПа |                             |                     | Результаты испытаний СРТ на определение коэффициента скорости $\psi$ при Рабс=0,42 МПа |                             |                           |
|--|-----------------------------|---------------------|--|-----------------------------|---------------------------|
| № эксп. точки  | Расход воздуха Гвозд, л/мин | Максимальный КПД, % | Расход воздуха Гвозд, л/мин  | Коэффициент скорости $\psi$ | Коэффициент расхода $\mu$ |
| 0  | 1130                        | 26,5                | 740  | 0,785                       | 0,968                     |
| 1  | 1210                        | 28,4                | 705  | 0,825                       | 0,973                     |
| 2  | 1110                        | 27,9                | 715  | 0,748                       | 0,974                     |
| 3  | 1085                        | 24,0                | 675  | 0,749                       | 0,977                     |
| 4  | 1150                        | 24,5                | 715  | 0,787                       | 0,974                     |
| 5  | 1190                        | 29,6                | 715  | 0,798                       | 0,968                     |
| 6  | 1250                        | 30,7                | 695  | 0,832                       | 0,970                     |
| 7  | 1090                        | 29,9                | 725  | 0,779                       | 0,972                     |

Функция отклика в точке №6 в диапазоне  $U/C_0 > 0,25$  показывает наилучшие значения. Однако, в силу особенностей чувствительности и точности экспериментального стенда продолжать эксперимент с постановкой Зей серии не имеет смысла. Сделав анализ опытных данных можно заключить, что экспериментальная точка №6 очень близка к максимально эффективной в составе шлифовальной машины, либо является таковой.

Проанализировав экспериментальные данные, полученные в первой серии экспериментов, по каждому образцу можно сделать следующие выводы. Из двух выбранных факторов наибольшую степень влияния имеет угол раскрытия сверхзвуковой части сопла  $\gamma$ . На это указывают коэффициенты при соответствующих переменных в уравнении регрессии. Чем он больше – тем больше влияние соответствующего фактора. Так, при факторе  $F/f$  коэффициент



равен 0,0025, при факторе  $\gamma$  коэффициент равен 0,0195. Согласно результатам испытаний по второй серии эксперимента самым эффективным является опытный образец РК №6. Именно образец РК №6 имеет наилучшие показатели на всем диапазоне давлений.

Цель постановки эксперимента выполнена – точка экстремума (максимума) функции отклика  $\eta_{эф} = f(\gamma, F/f)$  найдена при сочетании факторов  $\gamma=12^\circ, F/f=1,26$ .

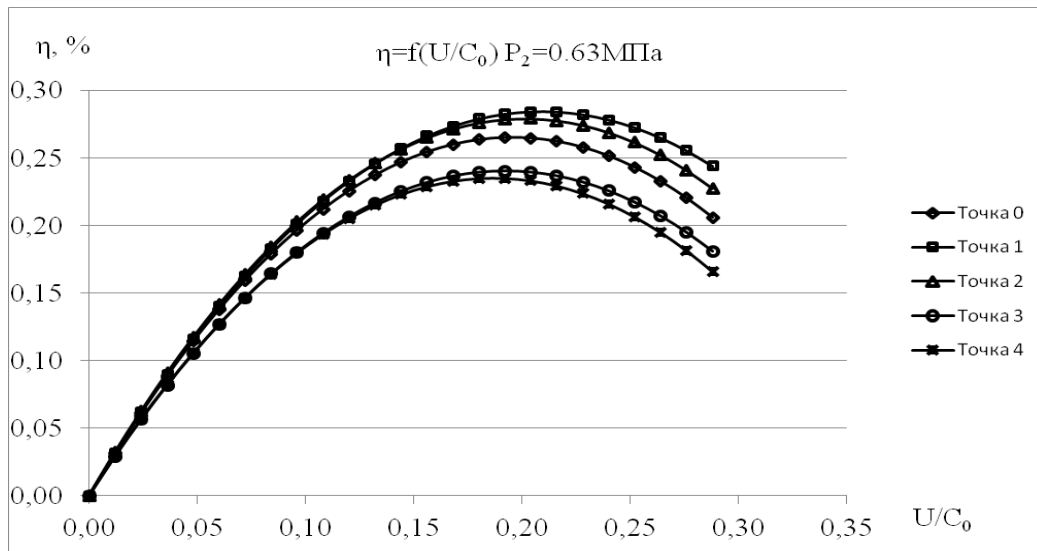


Рисунок 11 – Зависимость КПД от параметра  $U/C_0$  для первой серии экспериментов при давлении 0,63 МПа

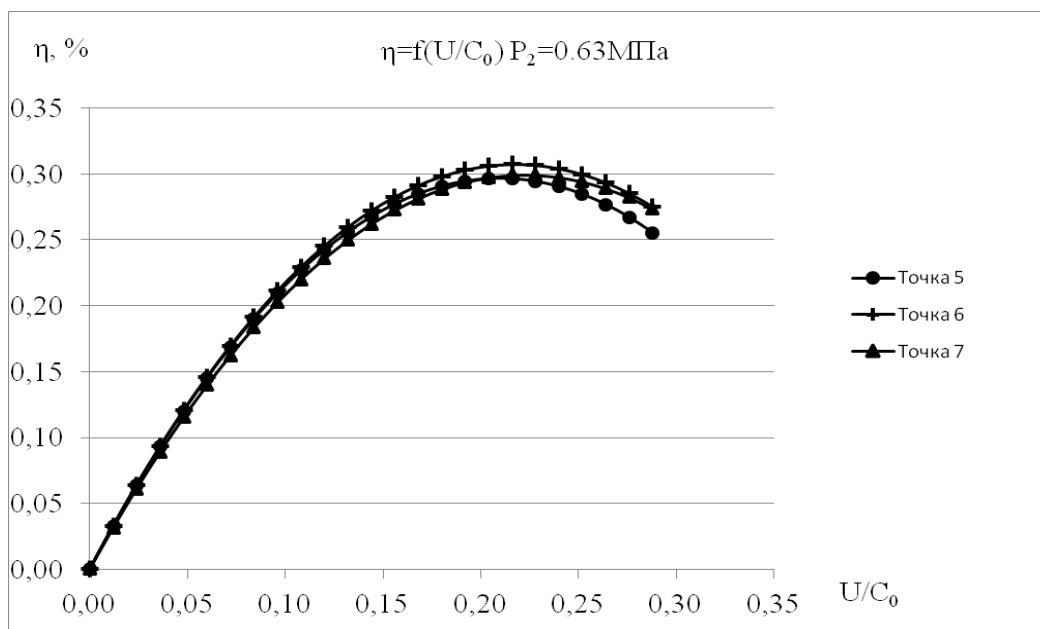


Рисунок 12 – Зависимость КПД от параметра  $U/C_0$  для второй серии экспериментов при давлении 0,63 МПа

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ДИССЕРТАЦИИ

Основными результатами диссертационной работы являются:

1. В рамках одномерной струйной теории турбомашин получены основные теоретические зависимости для определения характеристик элементов проточной части двухступенчатой малоразмерной турбины со струйно-реактивной ступенью давления и центростремительной ступенью скорости, а именно:
  - получена теоретическая зависимость входных и выходных скоростей ступеней малоразмерной турбины от характеристического отношения  $U / C_0$ ;
  - получены теоретические зависимости окружной удельной работы, крутящего момента и мощности отдельных ступеней и малоразмерной турбины в целом от характеристического отношения  $U / C_0$ ;
  - получены теоретические зависимости окружного коэффициента полезного действия отдельных ступеней и малоразмерной турбины в целом от характеристического отношения  $U / C_0$ .
2. Выполнен анализ рабочих процессов в проточной части каждого из элементов малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины и определено относительное изменение КПД турбины, вызываемое изменением коэффициентов скорости каждого из элементов проточной части. Наибольшее влияние на КПД турбины оказывает СРТ – 60%, влияние ПНА составляет 30%, влияние ЦС – 10%.
3. Выполнено численное моделирование и определены параметры потока рабочего тела в сопловом аппарате СРТ.
4. Разработана методика определения рациональных конструктивных параметров малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины.
5. Проведены экспериментальные исследования, в ходе которых определены следующие конструктивные параметры канала соплового аппарата СРТ, обеспечивающие наибольшую эффективность малоразмерной двухступенчатой радиальной турбины:
  - геометрический угол расширения сверхзвуковой части сопла СРТ  $\gamma = 12^\circ$ ;
  - геометрическая степень расширения канала в сверхзвуковой части сопла СРТ  $F/f = 1,26$ .

## СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

### Публикации в рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК:

1. Крайнов А.А. Квазиэнергетический анализ пневматического микротурбинного привода ручных шлифовальных машин / Крайнов А.А., Хрунков С.Н., Жуков А.Е. // Современные проблемы науки и образования. 2015. №1-1. с.223.

2. Крайнов А.А. Радиальная двухступенчатая микротурбина для пневматического привода / Крайнов А.А., Кузнецов Ю.П., Химич В.Л., Хрунков С.Н. // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2016. №2. с.119-122.

**Публикации в рецензируемых научных изданиях, входящих в международные реферативные базы данных:**

3. Kraynov A.A. The influence of aerodynamic characteristics of the elements of the flow range of the radial two-row range of the radial two-row microturbine on its dynamic characteristics / Khimich V.L., Chuvakov A.B., Khrunkov S.N., Kraynov A.A. // International Journal of Applied Engineering Research. 2016. Т. 11. № 23. pp. 11501-11509.
4. Kraynov A.A. Two-rimming radial turbine for drive of manual pneumatic grinders / Kraynov A.A., Khimich V.L., Chuvakov A.B., Kikeev V.A., Khrunkov S.N. // International Journal of Applied Engineering Research, 2016, №16 Volume 11, pp. 8982-8986.

**Охранные документы на результаты интеллектуальной деятельности:**

5. Турбинный привод: Пат. 164589 РФ, МПК(51) F01D 21/00 / Ю.П. Кузнецов, В.Л. Химич, А.Б. Чуваков, С.Н. Хрунков, А.А. Крайнов – Опубл. 10.09.2016. Бюлл. № 25.
6. Аэростатический подшипник: Пат. 165553 РФ, МПК(51) F16C 32/06 / Ю.П. Кузнецов, В.Л. Химич, А.Б. Чуваков, С.Н. Хрунков, А.А. Крайнов – Опубл. 20.10.2016. Бюлл. № 29.

**Публикации в прочих научных изданиях:**

7. Крайнов А.А. Влияние работы турбинного привода компрессора комбинированного ДВС на температуру уходящих газов / Крайнов А.А., Хрунков С.Н. //XIV Международная молодежная научно-техническая конференция «Будущее технической науки». – Нижний Новгород: НГТУ. – 2015., с.284.
8. Крайнов А.А. Основные подходы к разработке концепции проектирования струйно-реактивной турбины для привода ручного шлифовального инструмента / Крайнов А.А., Хрунков С.Н., Химич В.Л. //XXII Международная молодежная научная конференция «Туполевские чтения». – Казань: КНИИТУ-КАИ.– 2015, с.391-398.
9. Крайнов А.А. Анализ основных факторов, определяющих энергетические показатели струйно-реактивной пневматической микротурбины / Крайнов А.А., Хрунков С.Н., Химич В.Л. //V Всероссийская межотраслевая научно-техническая конференция «Актуальные проблемы морской энергетики». – Санкт-Петербург: СПбГМТУ.– 2016, с.174-176.
10. Крайнов А.А. Расчетные характеристики двухступенчатой радиальной микротурбины / Кузнецов Ю.П., Химич В.Л., Чуваков А.Б., Хрунков С.Н., Крайнов А.А. // Всероссийская научно-практическая конференция «Современные технологии в кораблестроительном и авиационном

образовании, науке и производстве». – Нижний Новгород: НГТУ. –2016, с.347-359.

11. Крайнов А.А. Совершенствование радиальной центробежной турбины в составе пневматической ручной шлифовальной машины / Воеводин А.Г., Крайнов А.А., Хрунков С.Н., Чуваков А.Б. // Всероссийская научно-практическая конференция «Современные технологии в кораблестроительном и авиационном образовании, науке и производстве». – Нижний Новгород: НГТУ. –2016, с.311-317.
12. Крайнов А.А. Экспериментальный стенд для исследования микротурбин и шлифовальных машин с турбинным приводом / Химич В.Л., Кузнецов Ю.П., Воеводин А.Г., Чуваков А.Б., Хрунков С.Н., Крайнов А.А. // Всероссийская научно-практическая конференция «Современные технологии в кораблестроительном и авиационном образовании, науке и производстве». – Нижний Новгород: НГТУ. –2016, с.426-437.
13. Крайнов А.А. Испытания ручных пневматических шлифовальных машин / Крайнов А.А., Хрунков С.Н. //XV Международная молодежная научно-техническая конференция «Будущее технической науки». – Нижний Новгород: НГТУ. – 2016, с.332.
14. Крайнов А.А. Ручная пневматическая шлифовальная машин с инновационным типом привода для судостроения и судоремонта / Хрунков С.Н., Крайнов А.А. // IV Международный Балтийский морской форум, IV Международная научная конференция «Морская техника и технологии. Безопасность морской индустрии». – Калининград: КГТУ. – 2016,с.214-220.
15. Крайнов А.А. Экспериментальные исследования влияния степени парциальности центростремительной ступени на комплексную эффективность малоразмерного двухступенчатого пневматического турбинного привода / Хрунков С.Н., Крайнов А.А. // Транспортные системы. – Нижний Новгород: НГТУ. - 2017. № 2 (5). С. 55-59.