

На правах рукописи

УДК 621.51



Калашников Дмитрий Алексеевич

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗРАБОТКИ
ВЫСОКООБОРОТНОЙ МАЛОГАБАРИТНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ
СТУПЕНИ ТУРБОГЕНЕРАТОРА**

Специальность 05.04.06 – Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2022

Работа выполнена на кафедре вакуумной и компрессорной техники в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана (национальном исследовательском университете)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
МГТУ им. Н.Э. Баумана
Чернышев Андрей Владимирович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Московского политехнического университета
Каминский Валерий Наумович

доктор технических наук, доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого
Дроздов Александр Александрович

Ведущее предприятие: ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет»

Защита диссертации состоится «___» 2022 г. в _____ на заседании диссертационного совета Д 212.141.16 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Лефортовская наб., д.1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте <https://www.bmstu.ru/mstu/works/science/degree-candidates/dissertants/>.

Ваш отзыв на автореферат в 2 экз., заверенных печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская улица, д.5, стр.1, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.16.

Автореферат разослан «___» _____ 2022 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.141.16
кандидат технических наук, доцент



О.В. Белова

Общая характеристика работы

Актуальность исследования

В России, как и в других странах, наблюдается тенденция постепенного перехода от преимущественно централизованной энергетики в виде мощных тепловых или атомных электростанций к выработке энергии за счет использования возобновляемых источников, а также распределенной энергетике. Это связано не только с повышением требований к экологичности производства, но и зачастую с отсутствием возможности потребителя подключиться к электросети. В некоторых случаях потребитель может находиться в недоступном для электроснабжения месте или же быть не согласен с условиями сетевой организации для подключения. В таком случае решением энергетического снабжения может быть использование возобновляемых источников энергии или компактная электрогенерирующая установка. Одним из перспективных способов снабжения потребителя является использование установки с турбогенератором мощностью 1 – 300 кВт. Такие установки обладают следующими преимуществами: возможностью быстрого пуска и останова, широким диапазоном регулирования нагрузки и наибольшим среди энергетических установок ресурсом работы. Эти преимущества выгодно отличают установки с турбогенератором для целей малой и распределенной энергетике. Однако КПД представленных на рынке турбогенераторных установок составляет всего 23-34%. Так как КПД электрического генератора установки близок к 98%, наибольшие потери энергии цикла связаны с тепловыми и гидравлическими потерями, а также потерями вследствие несовершенных турбинных и компрессорных ступеней в их составе. Так, политропный КПД процесса сжатия в компрессорной ступени составляет порядка 82%, что приводит к снижению КПД турбогенераторной установки на 15-20%. Следовательно, разработка новых, более эффективных высокооборотных малогабаритных компрессорных ступеней турбогенераторов малой мощности является актуальной проблемой. Разработка новой компрессорной ступени - длительный и дорогостоящий процесс, включающий в себя расчеты геометрических и газодинамических параметров, профилирование элементов проточной части и проведение физических испытаний для подтверждения расчетных характеристик. Поскольку на основании существующих подходов к разработке компрессорных ступеней поставленная проблема не решена, создание новых методов расчета и испытаний, позволяющих сократить длительность и стоимость разработки новых компрессорных ступеней повышенной эффективности в составе турбогенераторов является актуальной задачей.

Цель работы

Создание методов расчета и испытаний высокооборотных малогабаритных компрессорных ступеней для повышения эффективности турбогенераторов малой мощности.

Задачи исследования

1. Разработка комбинированного метода расчета компрессорной ступени турбогенератора;

2. Разработка метода испытаний компрессорной ступени турбогенератора в модельных условиях;

3. Проведение расчетных и экспериментальных исследований компрессорной ступени турбогенератора согласно разработанным методам;

4. Внедрение результатов работы.

Объектом исследования является высокооборотная малогабаритная компрессорная ступень турбогенератора.

Предметом исследования являются газодинамические процессы в проточной части компрессорной ступени турбогенератора.

Методологическая основа исследования

Математическое моделирование газодинамических процессов в компрессорной ступени, аналитические и численные методы решения уравнений, методы оптимизации, натурный эксперимент.

Научная новизна работы

1. Впервые создан комбинированный метод расчета центробежной компрессорной ступени, в котором методы расчета по сосредоточенным и распределенным параметрам дополняют друг друга и при этом встроены в алгоритм условной оптимизации для получения оптимальной геометрической формы ступени;

2. Впервые разработан метод испытаний компрессорных ступеней, в рамках которого производится замена натурной ступени на полноразмерный макет, изготовленный из современных полимеров при условии соблюдения модельных условий, позволяющий сократить длительность и стоимость разработки компрессорной ступени;

3. Впервые проведены расчеты и испытания компрессорной ступени турбогенератора согласно разработанным методам.

Практическая значимость работы

Внедрение результатов работы позволяет сократить длительность и стоимость разработки новых более совершенных компрессорных ступеней турбогенераторов малой мощности. Результаты работы использованы при создании высокоэффективного газотурбинного электрогенерирующего модуля для перспективных систем автономного энергоснабжения РЛС и РЛК ПАО «НПО «Алмаз» ТООП «ЛЭМЗ»».

На защиту выносятся:

1. Комбинированный метод расчета компрессорной ступени, основанный на методах расчета по сосредоточенным и распределенным параметрам, отличающийся от существующих методов расчета тем, что лишен в своем составе большинства эмпирических коэффициентов, а также позволяющий провести осознанный поиск оптимальной геометрии разрабатываемой компрессорной ступени турбогенератора;

2. Метод испытаний компрессорной ступени в модельных условиях, отличающийся от существующих методов тем, что испытаниям подвергается полноразмерный макет ступени, изготовленный из современных полимеров одним из методов аддитивного производства при условии соблюдения критериев

подобия, позволяющий сократить длительность и стоимость разработки новой компрессорной ступени турбогенератора;

3. Результаты проведенных расчетных и экспериментальных исследований компрессорной ступени турбогенератора согласно разработанным методам.

Достоверность результатов

Достоверность предложенного комбинированного метода обеспечивается совпадением расчетных и экспериментальных данных в диапазоне погрешности измерений. Достоверность метода испытаний компрессорной ступени в модельных условиях на газодинамическом стенде обеспечивается точностью поверенных средств измерений и подтверждена оценкой погрешностей измерения.

Апробация результатов работы

Основные положения и результаты работы докладывались автором на следующих научно-технических конференциях и выставках:

- X Международная научно-практическая конференция «Двигатели и компоненты транспортных средств: разработка и производство, эксплуатация и сервисное обслуживание», НПО Турботехника, (г. Протвино, 2017г);

- 8-я международная научно-техническая конференция «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства» (ТТННП-2018), ОмГТУ, (г. Омск, 2018г);

- Международный форум двигателестроения – 2018, ВДНХ, (г. Москва, 2018г);

- XIII Всероссийская инновационная молодежная научно-инженерная выставка «Политехника» в рамках Всероссийского форума научной молодежи «Богатство России», МГТУ им. Баумана, (г. Москва, 2018г);

- Всероссийская молодежная конференция с международным участием «Системные исследования в энергетике»-2019, ИСЭМ СО РАН им. Мелентьева, (г. Иркутск, 2019г);

- LXVI научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок, АО ОДК «Авиадвигатель», (г. Пермь, 2019г);

- 10-я юбилейная международная научно-техническая конференция «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства» (ТТННП-2020), ОмГТУ, (г. Омск, 2020г).

Публикации

По теме диссертации опубликовано 13 научных работ, из них 3 работы в изданиях из перечня ВАК РФ, 5 работ в журналах, входящих в международную базу цитирования Scopus, а также 3 патента на изобретения.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, перечня основных условных обозначений и сокращений, списка использованной литературы. Работа изложена на 163 страницах; содержит 67 рисунков; 7 таблиц; список использованных источников, включающий 183 наименования; 3 приложения.

Содержание работы

Во введении дана общая характеристика работы, обоснована актуальность исследования, сформулирована научная новизна и практическая значимость работы, определены объект и предмет исследования.

В первой главе проведен обзор существующих методов расчета, профилирования и испытаний центробежных компрессорных ступеней. Методы разработки компрессорных ступеней условно разделены на группы, согласно которым любой метод можно отнести к математическим, физическим или смешанным. Математические методы разработки подразумевают наличие исключительно подробной и полной математической модели газодинамических процессов, происходящих в центробежной компрессорной ступени, пригодной для решения обратной задачи газовой динамики. В настоящее время модели, полностью удовлетворяющей этим требованиям, не существует. Суть физических методов заключается в разработке новых компрессорных ступеней на основе существующих. Недостатками таких методов являются необходимость иметь набор заранее отработанных ступеней с известными газодинамическими характеристиками при разных значениях условного числа Маха M_u в широком диапазоне безразмерных характеристик, а также невозможность разработки компрессорных ступеней с нестандартным сочетанием безразмерных характеристик. В связи с вышеназванными недостатками математических и физических методов чаще всего применяют так называемые смешанные методы разработки новых компрессорных ступеней. Суть смешанных методов заключается в расчете компрессорной ступени математическими методами с рядом допущений и упрощений и последующими испытаниями полученных ступеней на опытном стенде для проверки расчетных характеристик. В обзорной главе проведен анализ таких методов как: расчет проточной части, предложенный В.Ф. Рисом и дополненный Г.Н. Деном; профилирование в меридиональной плоскости в соответствии с методом расчета кривизны линий тока или методом использования функции тока; профилирование в радиальной плоскости по методу конформного отображения или годографа скорости; метод в основе «Расчетно-экспериментальной системы проектирования проточной части промышленных центробежных компрессоров из унифицированных элементов»; расчет и оптимизация компрессорных ступеней по «Методу универсального моделирования»; использование нейросетевого машинного обучения. Проведен обзор существующих методов испытаний центробежных компрессорных ступеней. Определены достоинства и недостатки натуральных испытаний, проведение испытаний на газодинамических стендах с разомкнутым и замкнутым газовым трактом, описаны известные примеры проведения модельных испытаний в условиях замены газа или изменения масштаба ступени. На основе анализа существующих методов расчета, профилирования и испытаний центробежных компрессорных ступеней сформулированы цель и задачи исследования.

Вторая глава посвящена разработке нового метода расчета компрессорной ступени турбогенератора, названного комбинированным. В высокооборотных малогабаритных турбогенераторных установках компрессорная ступень состоит, как правило, из полуоткрытого центробежного рабочего колеса (РК) с осевым входом, лопаточного или канального диффузора и выходного устройства произвольной формы. Поскольку активный подвод и преобразование энергии газа производится в рабочем колесе и диффузоре, то выходное давление считается на

выходе из диффузора ($P_k = P_4$). Следовательно, за объект исследования берется совокупность рабочего колеса и канального диффузора (Рисунок 1). Исследуемая компрессорная ступень является дозвуковой ($M_w < 1$), а также не имеет промежуточного охлаждения. Лопатки рабочего колеса отогнуты против направления вращения ($\beta_{2л} < 90^\circ$) и имеют постоянную толщину ($\delta_l = const$). Каждый из этапов расчета имеет характерный набор допущений, однако общими для всех этапов являются следующие:

- процессы в проточной части ступени происходят без внешнего теплообмена;
- процессы в проточной части ступени считаются квазистационарными;
- не учитываются массовые силы, действующие на частицу газа;
- коэффициент сжимаемости $z=1$;
- газ считается идеальным и гомогенным.

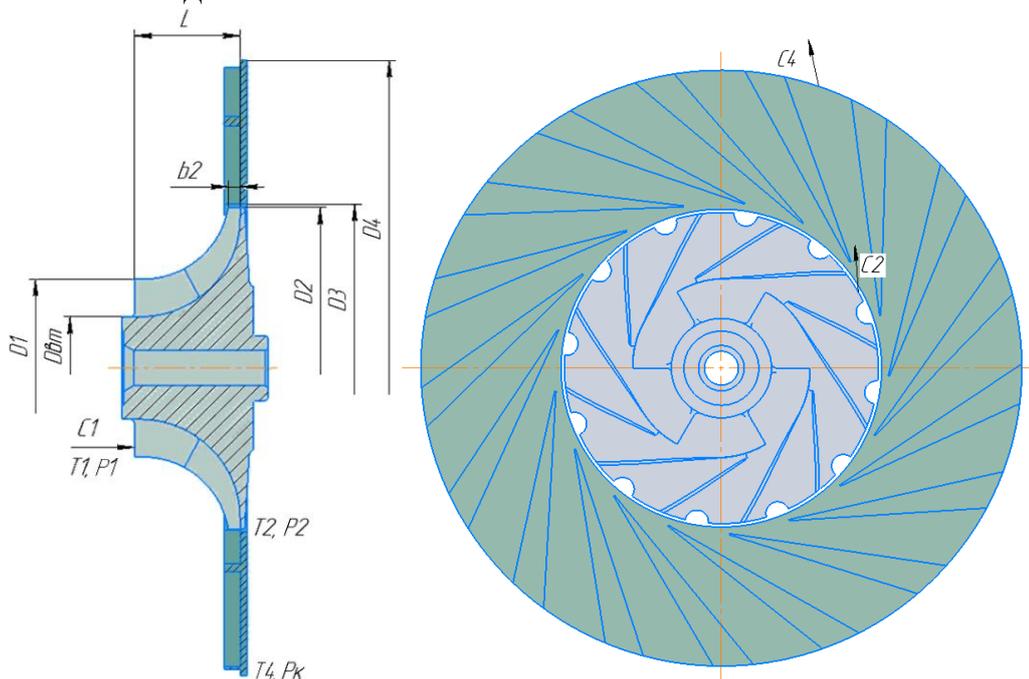


Рисунок 1. Центробежное рабочее колесо и канальный диффузор турбокомпрессора

Начальными данными для расчета компрессорной ступени являются параметры номинального режима: массовый расход \bar{m} (кг/с), полное давление на входе P_0^* (Па) и статическое давление на выходе P_k (Па) из компрессорной ступени, полная температура на входе T_0^* (К) и свойства рабочего тела k , R , параметры, заданные по технологическим причинам или условиям привода: частота вращения ротора n (об/мин); прочность материала рабочего колеса $\sigma_{0,2}$ (Н/м²); толщина лопатки рабочего колеса δ_l (м); по меньшей мере один из диаметров: втулки $D_{вт}$ (м), вала D_v (м), входа D_1 (м) рабочего колеса; минимальная ширина канала $\tau_{кан}^{min}$ (м); ограничения некоторых размеров ступени по требованию заказчика.

Комбинированный метод расчета компрессорной ступени заключается в проведении осознанного поиска наиболее эффективной компрессорной ступени, реализованного в виде нескольких циклов расчета и профилирования компрессорной ступени, в рамках которых недостатки упрощенного расчета ступени по сосредоточенным параметрам компенсируются точностью трехмерного

расчета течения вязкого газа в проточной части получившейся геометрии ступени по распределенным параметрам. Полученная в результате трехмерного расчета величина КПД ступени характеризует степень совершенства текущего варианта геометрии оптимизируемой компрессорной ступени. Результатом проведения нескольких циклов расчетов в соответствии с комбинированным методом является геометрия компрессорной ступени, обладающая наибольшей величиной КПД для обеспечения заданных параметров номинального режима. В рамках метода выделен ряд переменных, недостающих для однозначного определения геометрий рабочего колеса и диффузора ступени. Такими переменными являются: $v_{\text{вТ}} = \frac{D_{\text{вТ}}}{D_1}$ – втулочное отношение на входе в рабочее колесо, $z_{\text{л}}$ – число лопаток рабочего колеса, φ_2 – коэффициент расхода ступени, D_4 – выходной диаметр диффузора, $\nu_{\text{р}}$ – угол раскрытия канала диффузора, $\frac{f_{\text{эф}}}{f_4}$ – отношение площади каналов к площади выходной поверхности диффузора. Следовательно, целевую функцию можно сформулировать как $\eta(F) \rightarrow \max$, а задачу оптимизации записать в виде $\eta\left(F\left(v_{\text{вТ}}, z_{\text{л}}, \varphi_2, D_4, \nu_{\text{р}}, \frac{f_{\text{эф}}}{f_4}\right)\right) \rightarrow \max$, при условиях $0 < \eta < 1$, $0 < v_{\text{вТ}} < 1$, $z_{\text{л}} \geq 2$, $0 < \varphi_2 < 1$, $D_4 > D_2$, $1^\circ < \nu_{\text{р}} < 15^\circ$, $0 < \frac{f_{\text{эф}}}{f_4} < 1$. Данные переменные являются независимыми друг от друга, а также функция КПД имеет единственный максимум на оси каждой из переменных. В результате анализа существующих алгоритмических методов оптимизации был выбран метод Хука-Дживса. Данный метод обеспечивает нахождение значений переменных, при которых целевая функция КПД будет максимальной за минимальное число шагов.

Оптимизация компрессорной ступени методом Хука-Дживса подразумевает следующую методику:

1. Выбираются начальные значения для каждой переменной. Начальные значения принимаются с учетом рекомендаций, основанных на опыте проектирования машин данного типа.

2. Проводятся последовательно одномерный расчет ступени по сосредоточенным параметрам, двухмерное профилирование в меридиональной плоскости, двухмерное профилирование в радиальной плоскости, трехмерный расчет процессов по распределенным параметрам.

3. В результате расчета процессов вычисляются КПД рабочего колеса, ступени и эффективность диффузора.

4. Изменяется первая переменная на величину шага в положительном направлении и расчет повторяется до получения величин КПД.

5. Сравниваются получившиеся значения КПД и выбирается направление их роста по первой переменной.

6. Изменяются значения первой переменной по выбранному направлению с проведением цикла расчетов до тех пор, пока следующий шаг переменной не даст уменьшение КПД. Остановка расчета по первой переменной на предыдущем шаге. Для повышения качества расчета значения переменной, соответствующей наибольшему КПД рекомендуется провести несколько циклов расчета при

уменьшенном значении шага в диапазоне значений между последним и предпоследним шагом.

7. Зафиксировав найденное значение первой переменной перейти к оптимизации ступени по второй, далее третьей и т.д. переменной аналогично пунктам алгоритма 4-6.

Комбинированный метод расчета компрессорной ступени включает в себя:

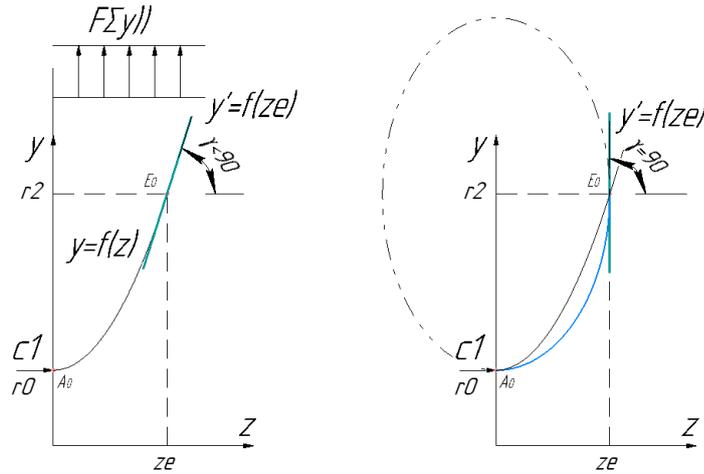
1. Методику оптимизации геометрии компрессорной ступени;

2. Одномерный расчет параметров компрессорной ступени, включающий в себя оценочные прочностные расчеты, методику итерационного одномерного расчета рабочего колеса и метод одномерного расчета канального диффузора (Таблица 1);

Таблица 1

Параметры на входе в ступень	Параметры на выходе из рабочего колеса	
$\rho_0 = \frac{P_0^*}{RT_0^*}$ $c_0 = \frac{4\bar{m}}{\rho_0 \pi (D_1^2 - D_{\text{вт}}^2)}$ $T_0 = T_0^* - \frac{c_0^2}{2C_p}$ $P_0 = P_0^* \left(\frac{T_0}{T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	$u_2 = \frac{\pi D_2 n_{\text{об/мин}}}{60}$ $M_{u2} = \frac{u_2}{\sqrt{RkT_0}}$ $P_4^* = P_k/k_3, k_3 = 0,95$ $P_4^* = P_2^*$ $P_2^* = P_{2 \text{ ит}} + \frac{\rho_{2 \text{ ит}} c_2^2}{2}$ $T_{2 \text{ ит}} = T_1 \left(\frac{P_{2 \text{ ит}}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$ $\rho_{2 \text{ ит}} = \frac{P_{2 \text{ ит}}}{RT_{2 \text{ ит}}}$ $c_2 = u_2 \sqrt{\varphi_2^2 + \psi_T^2}$ $\frac{k}{k-1} RT_1 \left(\frac{P_{2 \text{ ит}}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \frac{c_2^2}{2} - \frac{k}{k-1} RT_1 - \frac{c_1^2}{2} = \psi_T u_2^2$ $P_{2 \text{ ит}}, T_{2 \text{ ит}}, \rho_{2 \text{ ит}}, c_2, \psi_T$ $\beta_2 = \arctg \frac{1 - \psi_T}{\varphi_2 u_2}$ $w_2 = \frac{\varphi_2 u_2}{\sin \beta_2}$ $\alpha_2 = \arcsin \frac{w_2 \sin \beta_2}{c_2}$ $\psi_T = 1 - \varphi_2 \text{tg} \beta_{2\text{л}}$ $-\frac{\pi}{z_{\text{л}}} \sin \beta_{2\text{л}}$ $\tau_2 = 1 - \frac{\delta_{\text{л}} z_{\text{л}}}{2\pi D_2 \sin \beta_{2\text{л}}}$	$b_{2 \text{ ит}} = \frac{\bar{m}}{\pi D_2 \varphi_2 u_2 \rho_{2 \text{ ит}} \tau_2}$ $0,99(0,2 + 0,4D_2)10^{-3} D_1 \sqrt{\frac{3}{4} \left(1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right)}$ $\beta_{\text{пр ит}} = \frac{D_2 b_{2 \text{ ит}} \varphi_2}{k_{\text{тр}} 10^{-3} D_2}$ $\beta_{\text{тр ит}} = \frac{\psi_T \varphi_2 b_{2 \text{ ит}}}{\psi_T \varphi_2 b_{2 \text{ ит}}}$ $\psi_{i \text{ ит}} = (1 + \beta_{\text{пр ит}} + \beta_{\text{тр ит}}) \psi_T$ $\eta_{\text{ит}} = \frac{\psi_T}{\psi_{i \text{ ит}}}$ $n_{\text{п ит}} = \frac{k \eta_{\text{ит}}}{k-1} / \left(\frac{k \eta_{\text{ит}}}{k-1} - 1 \right)$ $\Omega_{\text{рк ит}} = 1 - \frac{\varphi_2^2 + \psi_T^2}{2 \psi_{i \text{ ит}}}$ $T_{2 \text{ ит}} = T_0 (1 + (k-1) M_{u2}^2 \Omega_{\text{рк ит}} \psi_{i \text{ ит}})^{\frac{n_{\text{п}}}{n_{\text{п}}-1}}$ $P_{2 \text{ ит}} = P_1 \left(\frac{T_{2 \text{ ит}}}{T_1} \right)^{\frac{n_{\text{п}}-1}{n_{\text{п}}}}$ $\rho_{2 \text{ ит}} = \frac{P_{2 \text{ ит}}}{RT_{2 \text{ ит}}}$ <p><i>n итераций, пока значения не будут отличаться от значений итерации n-1 более чем на 1%</i></p>
<p>Параметры на входе в рабочее колесо</p> $b_1 = \frac{D_1 - D_{\text{вт}}}{2}$ $\rho_{1 \text{ ит}} = \frac{P_0}{RT_0}$ $c_{1 \text{ ит}} = \frac{4\bar{m}}{\rho_{1 \text{ ит}} \pi (D_1^2 - D_{\text{вт}}^2)}$ $T_{1 \text{ ит}} = T_0^* - \frac{c_{1 \text{ ит}}^2}{2C_p}$ $P_{1 \text{ ит}} = P_0^* \left(\frac{T_{1 \text{ ит}}}{T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ $\rho_{1 \text{ ит}} = \frac{P_{1 \text{ ит}}}{RT_{1 \text{ ит}}}$ $c_{1 \text{ ит}} = \frac{4\bar{m}}{\rho_{1 \text{ ит}} \pi (D_1^2 - D_{\text{вт}}^2)}$ $T_{1 \text{ ит}} = T_0^* - \frac{c_{1 \text{ ит}}^2}{2C_p}$ $P_{1 \text{ ит}} = P_0^* \left(\frac{T_{1 \text{ ит}}}{T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ <p><i>n итераций, пока значения не будут отличаться от значений итерации n-1 более чем на 1%</i></p>	<p>Параметры диффузора</p> $\alpha_3 = \arctg \left(\frac{b_2}{b_3} \text{tg} \alpha_2 \right), \alpha_4 = \frac{\pi}{2} - \arcsin \left(\frac{D_3}{D_4} \cos \alpha_3 \right)$ $T_4 = T_2 \left(\frac{P_4}{P_2} \right)^{\frac{n_{\text{п}}-1}{n_{\text{п}}}} \quad \rho_4 = \frac{P_4}{RT_4}$ $c_4 = \sqrt{\frac{2(P_4^* - P_4)}{\rho_4}}$ $T_4^* = T_4 + \frac{c_4^2}{2C_p}$	

3. Двухмерный расчет рабочего колеса ступени в меридиональной плоскости, включающий в себя метод профилирования в меридиональной плоскости (Рисунки 2,3);



$$F_{\Sigma y} = F_{ц6r_2} - (F_{корр_2}) \cos \beta - F_{дав_2}$$

$$a_y = \frac{F_{\Sigma y}}{m}$$

$$y = r_0 + \frac{a_y z^2}{2c_1^2}$$

$$z_e = \sqrt{\frac{2(r_2 - r_0)c_1^2}{a_y}}$$

$$\frac{(y - r_2)^2}{(r_2 - r_0)^2} + \frac{z^2}{z_e^2} = 1,$$

$$0 \leq y \leq r_2, 0 \leq z \leq z_e$$

Рисунок 2. Постановка задачи нахождения формы кривой основного диска

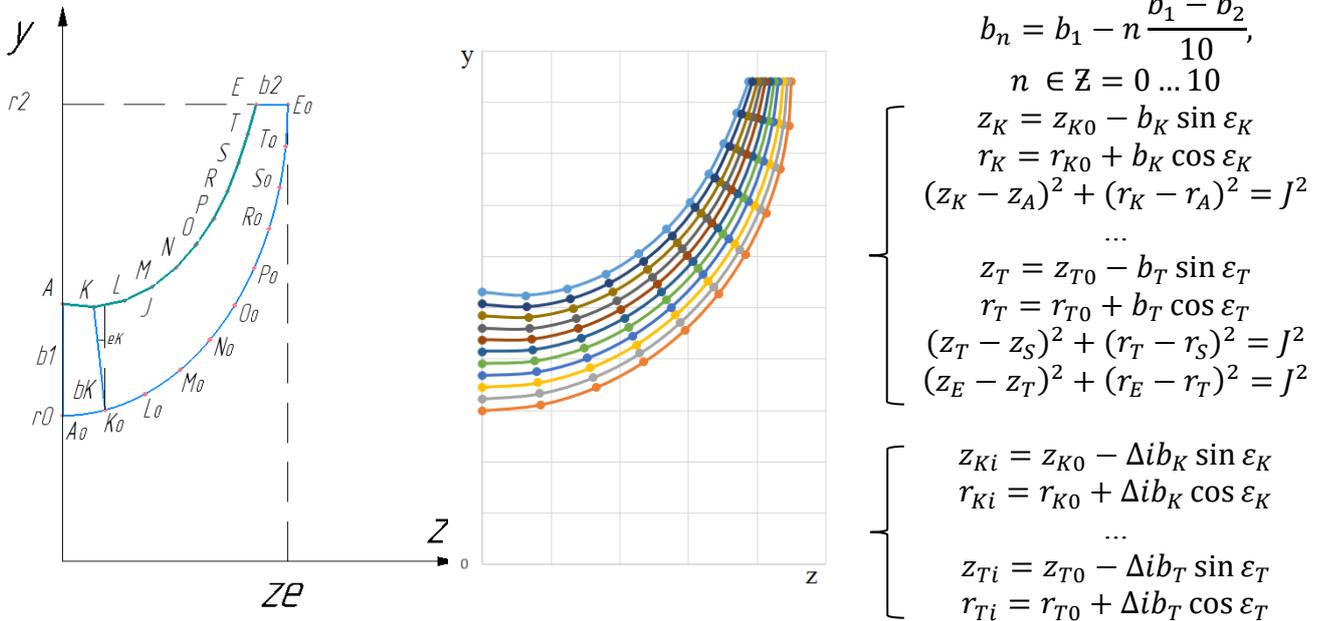


Рисунок 3. Массив точек проточной части РК в меридиональной пл.

4. Двухмерный расчет рабочего колеса ступени в радиальной плоскости, включающий в себя метод профилирования в радиальной плоскости (Рисунки 4-6);

$$c_{rn}^{МП} = \frac{c_1 \rho_1 (r_1^2 - r_0^2)}{\rho_1 b_n (2r_n + b_n \cos \varepsilon_n)} \sin \varepsilon_n$$

$$c_{zn}^{МП} = \frac{c_1 \rho_1 (r_1^2 - r_0^2)}{\rho_1 b_n (2r_n + b_n \cos \varepsilon_n)} \cos \varepsilon_n$$

$$u_{1i} = \frac{\pi r_{1i} n_{об/мин}}{30}$$

$$w_{1i} = \sqrt{c_1^2 + u_{1i}^2}$$

$$\alpha_{ni} = \arcsin \frac{c_{ni}^{ПП}}{c_{rn}^{МП}}$$

$$w_{ni}^{ПП} = \sqrt{|(w_{ni}^{МП})^2 - (c_{zn}^{МП})^2|}$$

$$u_n = \frac{\pi r_n n_{об/мин}}{30}$$

$$c_{ni}^{ПП} = \sqrt{u_n^2 + w_{ni}^{ПП^2} - 2 \sqrt{u_n^2 (w_{ni}^{ПП^2} - c_{rn}^{МП^2})}}$$

$$w_{ni}^{МП} = w_{1i} - \frac{i}{10} (w_{1i} - w_2)$$

$$\beta_{ni} = \arccos \frac{u_n^2 + w_{ni}^{ПП^2} - c_{ni}^{ПП^2}}{2u_n w_{ni}^{ПП}}$$

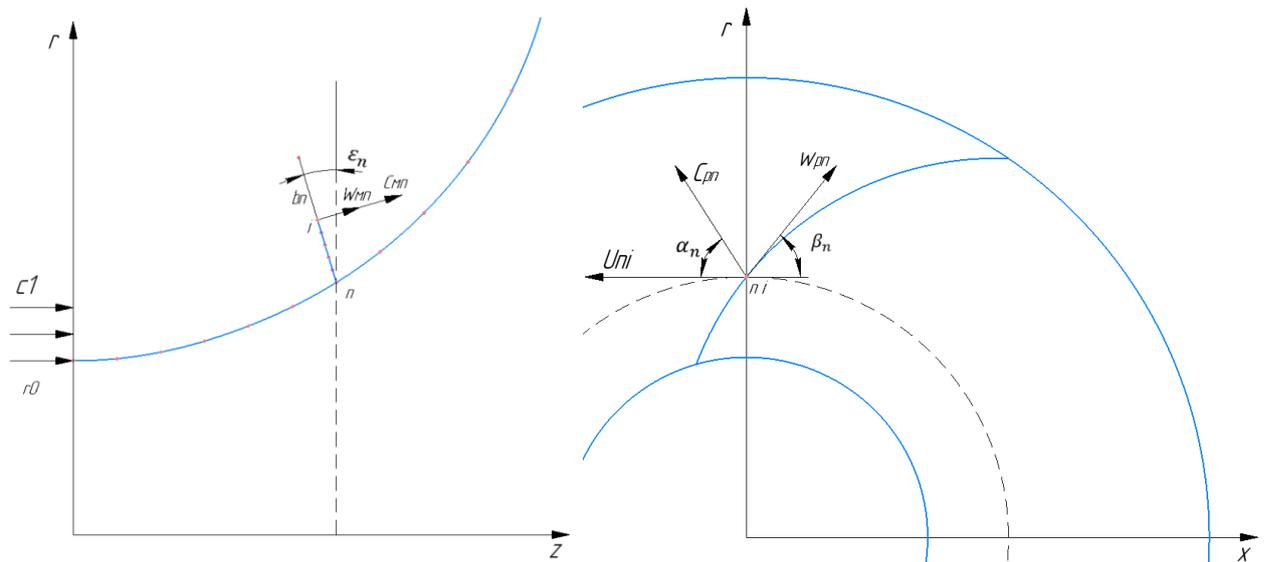


Рисунок 4. К нахождению составляющих треугольника скоростей для всех точек проточной части РК

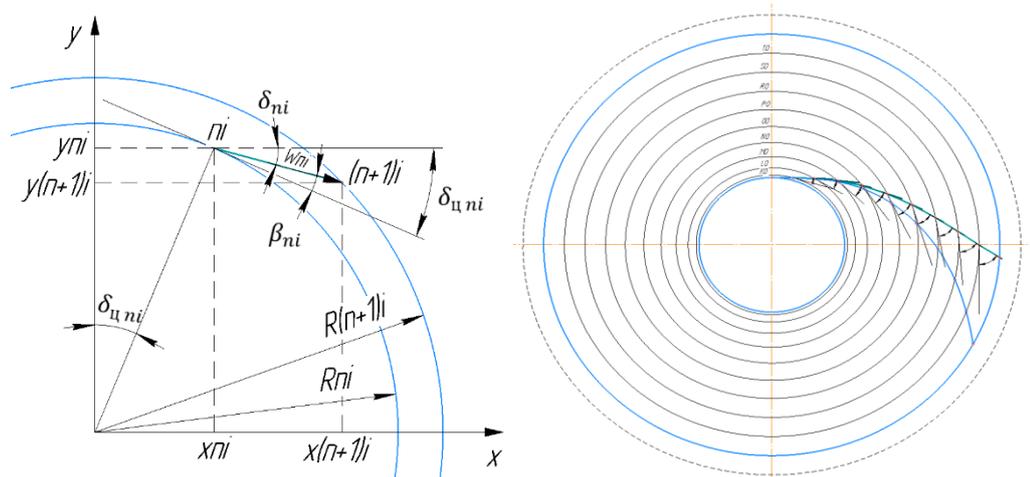


Рисунок 5. Векторный поиск координат точек лопатки

$$\delta_{cni} = \arctg \left(\frac{x_{ni}}{y_{ni}} \right)$$

$$\delta_{ni} = \beta_{ni} - \delta_{cni}$$

$$\begin{cases} x_{(n+1)i}^2 + y_{(n+1)i}^2 = R_{(n+1)i}^2 \\ y_{(n+1)i} - y_{ni} = (x_{(n+1)i} - x_{ni}) \operatorname{tg} \delta_{ni} \\ x_{(n+1)i} \geq 0 \end{cases}$$

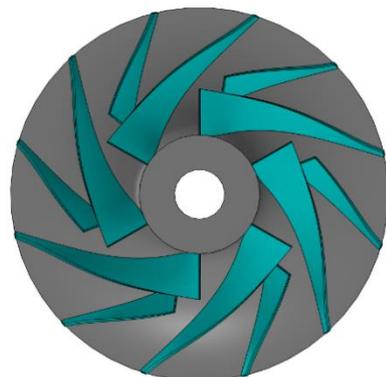
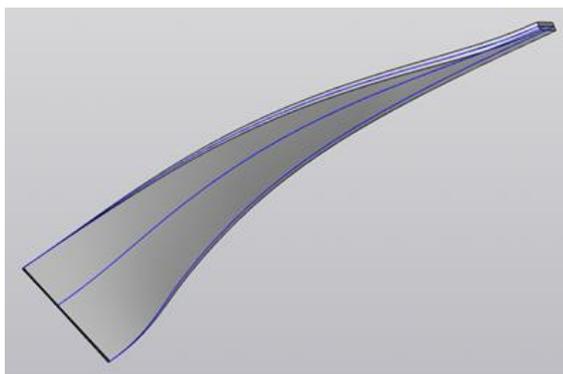
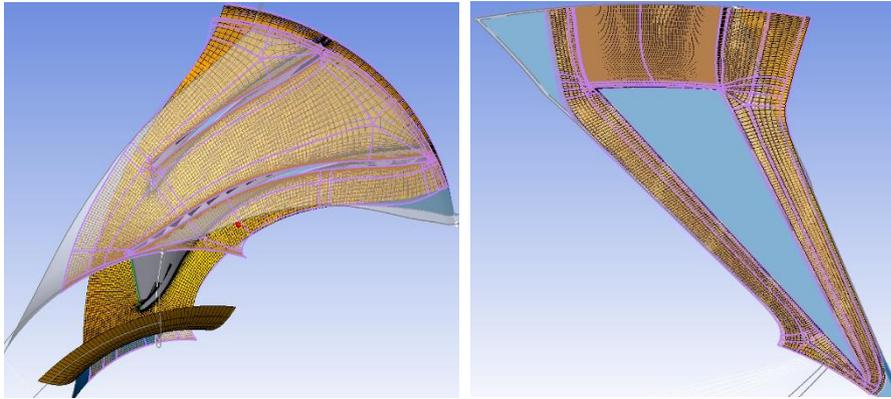


Рисунок 6. Полученная в результате двухмерных расчетов геометрия РК

5. Трехмерный расчет компрессорной ступени по распределенным параметрам, включающий в себя трехмерный расчет вариантов ступеней средствами современных комплексов вычислительной газовой динамики (Рисунок 7), а также критерии сравнения вариантов геометрий ступеней между собой ($\eta_{ст}, \eta_{рк}, \eta_{диф}$).



$$\eta_{рк} = \frac{T_1^* \left(\left(\frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}{(T_2^* - T_1^*)}$$

$$\eta_{диф} = \frac{\frac{P_4}{\rho_4} + \frac{c_4^2}{2}}{\frac{P_2}{\rho_2} + \frac{c_2^2}{2}}$$

$$\eta_{ст} = \frac{T_1^* \left(\left(\frac{P_4^*}{P_1^*} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}{(T_4^* - T_1^*)}$$

Рисунок 7. Разбиение ступени расчетной сеткой

Третья глава посвящена разработке нового метода испытаний компрессорной ступени в модельных условиях. Новый метод испытаний включает в себя замену натурной ступени, изготовленной из металла, на модельную полноразмерную ступень ($K_M = 1$), изготовленную с помощью аддитивных технологий из современных полимеров (далее по тексту – макетная ступень). Прочностные свойства пластиков, применяемых при аддитивном производстве, ниже, чем у конструкционных металлов, идущих на изготовление натуральных деталей. Следовательно, пластиковая макетная ступень не способна выдержать воздействия центробежной силы и газодинамической нагрузки на лопатки в случае испытаний на рабочих частотах вращения. Для сохранения работоспособности макетной ступени необходимо снизить частоту вращения. На основе полного геометрического подобия натурной и макетной ступени, предлагается следующее выражение, которое гарантирует сохранение работоспособности макетной ступени.

$$\begin{cases} \frac{N_{цб\ н}}{\sigma_{0,2\ н}} = F = \frac{N_{цб\ м}}{\sigma_{0,2\ м}} \\ N_{цб} = (2\pi n)^2 V_{рк} \rho_{мат} R_{ин} \end{cases} \rightarrow \frac{n_m^2 \rho_{мат\ м}}{\sigma_{0,2\ м}} = \frac{n_n^2 \rho_{мат\ н}}{\sigma_{0,2\ н}}$$

На основании выражения выше, требуемая по условиям испытаний частота вращения макета определяется отношениями предела текучести материала к его плотности для натурального образца и макета.

Совпадение формы характеристик натурной и модельной ступени обеспечивается соблюдением критериев подобия:

$$M_{u\ н} = M_{u\ м} \rightarrow \frac{n_n}{\sqrt{k_H R_H T_{1н}}} = \frac{n_m}{\sqrt{k_M R_M T_{1м}}}$$

$$Re_n = Re_m \rightarrow \frac{P_n}{\sqrt{R_H T_n \mu_n(T_n)}} = \frac{P_m}{\sqrt{R_M T_m \mu_m(T_m)}}$$

Вышеприведенные зависимости служат для определения значений температур T_m и давлений P_m , при которых обеспечиваются критерии подобия натурной и

модельной ступеней. В совокупности с подобием по расходу \bar{m}_M (3.5) данные величины принято называть модельными параметрами среды.

$$\frac{\bar{m}_H \sqrt{R_H T_H}}{P_H} = \frac{\bar{m}_M \sqrt{R_M T_M}}{P_M}$$

Для обеспечения проведения испытаний компрессорных ступеней турбогенераторов в модельных условиях разработаны газодинамический стенд (получен патент РФ 2716767 С1) (Рисунки 8,9), а также методика проведения испытаний на стенде.

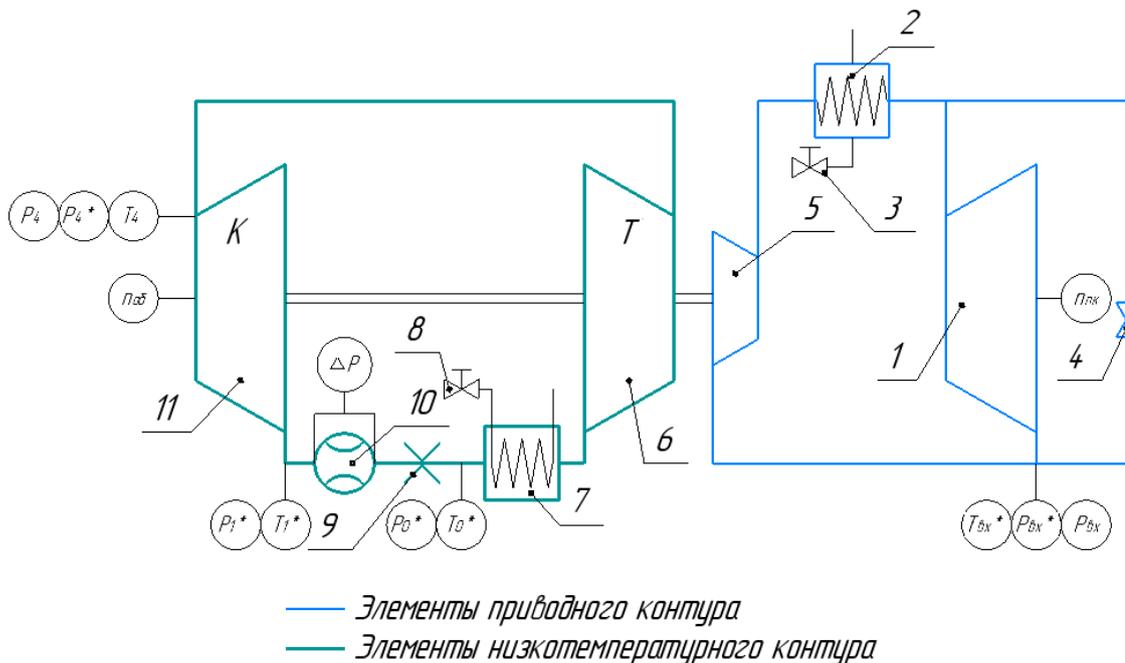


Рисунок 8. Схема испытательного бокса газодинамического стенда:

- 1 – приводной компрессор; 2 – водный охладитель газа;
- 3 – регулирующий кран охлаждающей воды;
- 4 – кран байпасной линии приводного контура;
- 5 – технологический детандер; 6 – технологическая турбина
- 7 – криогенный теплообменник;
- 8 – регулирующий клапан жидкого азота; 9 – дроссельная шайба;
- 10 – суживающее устройство; 11 – макет компрессора

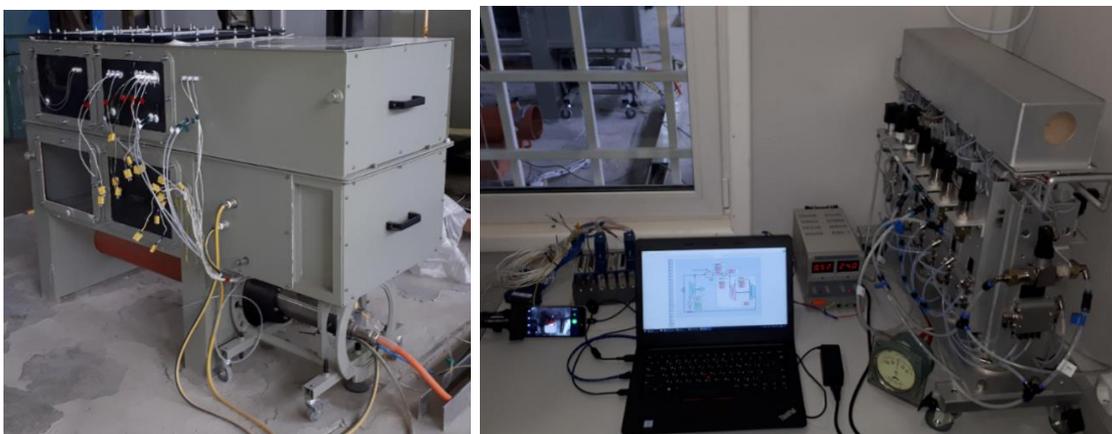


Рисунок 9. Испытательный бокс и регистратор параметров газодинамического стенда

В четвертой главе проведены расчетные и экспериментальные исследования с согласно разработанным методам расчета и испытаний компрессорной ступени турбогенератора. Для апробации разработанного комбинированного метода расчета проведен расчет параметров и профилирование одного варианта компрессорной ступени турбогенератора мощностью 30 кВт. Компрессорная ступень данного турбогенератора имеет следующие начальные данные для расчета:

$P_0^* = 101325 \text{ Па};$	Ограничения, накладываемые технологическими причинами
$T_0^* = 293 \text{ К};$	
$\Pi = 3,46;$	$\delta_{\text{л}} = 1,1 \text{ мм};$
$\bar{m} = 0,239 \text{ кг/с};$	$D_{\text{в}} = 10,2 \text{ мм};$
$n = 1600 \text{ об/с (96 000 об/мин)};$	Значения переменных оптимизации для расчета первой итерации геометрии компрессорной ступени:
Рабочее тело – сухой воздух	
$R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг К}};$	$v_{\text{вт}} = 0,566;$
$k = 1,4;$	$z_{\text{л2}} = 12;$
Материал изготовления деталей	$\varphi_2 = 0,642;$
ступени – алюминий АЛ4МС	$D_4 = 188 \text{ мм};$
$\sigma_{0,2} = 260 \text{ МПа};$	$v_{\text{р}} = 6^\circ;$
$\rho_{\text{мат}} = 2,6 \frac{\text{кг } 10^3}{\text{м}^3};$	$\frac{f_{\text{эф}}}{f_4} = 0,43.$

Полученные численные результаты расчетов в номинальной точке приведены в таблице 2.

Таблица 2

Наименование парам.	Расчет по сосредоточ. парам.	Расчет по распредел. парам.
$P_2, \text{ Па}$	246488,12	249451
$T_2, \text{ К}$	389,17	394
$\rho_2, \text{ кг/м}^3$	2,207	2,207
$c_2, \text{ м/с}$	326,57	340
$w_2, \text{ м/с}$	207,94	185,31
$\beta_2, ^\circ$	35,6	35,82
$\alpha_2, ^\circ$	21,8	18,6
$P_2^*, \text{ Па}$	364594,15	377015,6
$T_2^*, \text{ К}$	442,23	451,51
$\eta_{\text{рк}}$	0,8672	0,8421
$P_4, \text{ Па}$	350488	351168
$T_4, \text{ К}$	436,94	443,5
$\rho_4, \text{ кг/м}^3$	2,795	2,751
$c_4, \text{ м/с}$	114,89	116
$P_4^*, \text{ Па}$	364150,92	369676,73
$T_4^*, \text{ К}$	442,11	450,19
\bar{m}	0,239	0,2293
$\eta_{\text{ст}}$	0,8669	0,8339

Сопоставление результатов расчетов по распределенным и сосредоточенным параметрам позволили сделать выводы о корректности расчетного метода и применимости разработанных методик профилирования проточной части ступени

для получения форм, обладающих удовлетворительной степенью газодинамического совершенства (Рисунки 10, 11).

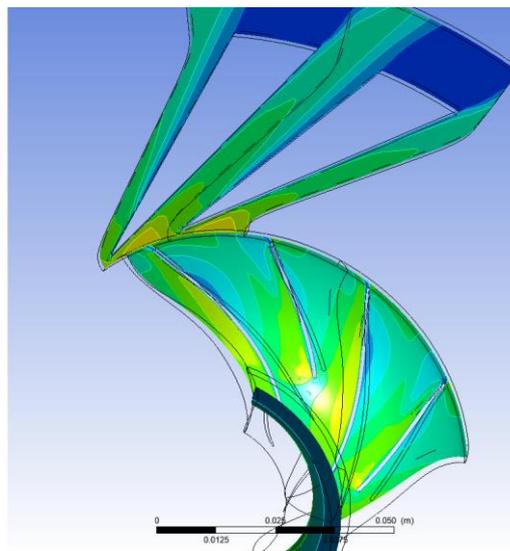
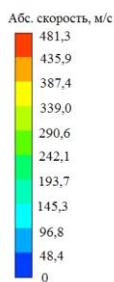
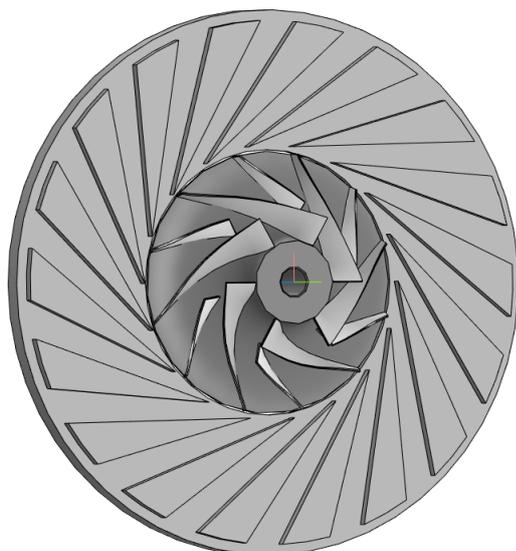


Рисунок 10. Геометрия разрабатываемой компрессорной ступени

Рисунок 11. Поле скоростей при частоте 96 000 об/мин

Проведена апробация разработанного метода испытаний компрессорных ступеней в модельных условиях. Для этого макет (рисунок 12) разработанной выше компрессорной ступени был подвергнут испытаниям на вышеописанном газодинамическом стенде.



Рисунок 12. Макет разрабатываемой компрессорной ступени

По зависимостям из третьей главы посчитаны модельные параметры среды, необходимые для обеспечения модельных условий (таблица 3). В качестве критерия корректности метода испытаний выбрана степень совпадения расчетной и соответствующей экспериментальной характеристики ступени при частоте вращения 60 000 об/мин. Решение о сопоставлении характеристик при пониженной частоте вращения принято в связи технологической сложностью получения требуемых глубоких криогенных температур, необходимых для обеспечения модельных параметров среды при испытаниях,

соответствующих номинальным 96 000 об/мин. В таблице 4 приведены значения точек расчетной характеристики, полученные в результате расчетов по распределенным параметрам; в таблице 5 приведены значения точек, полученные после обработки экспериментальных данных, на основании которых построена экспериментальная характеристика разрабатываемой ступени. Сопоставление расчетной и экспериментальной характеристик проводится на рисунках 13 и 14.

Таблица 3

	Натурная ступень	Модельная ступень
Материал	Алюминий АЛ4МС	PLA HP
$\sigma_{0,2}$, МПа	260	32,7
$\rho_{\text{мат}}$, кг*10 ³ /м ³	2,6	1,25
n , об/мин	60 000	49 000
T_1 , К (С°)	293 (20)	195,41 (-77,59)
P_1 , Па	101 325	59 299
\bar{m} , кг/с	0,111	0,079

Таблица 4

P_4 , кПа	m , кг/с	$\eta_{ст}$
110	0,1309	0,5188
150	0,1236	0,7500
160	0,1194	0,7890
170	0,1114	0,8010
172	0,1077	0,7999
175	0,1032	0,7945
177	0,0968	0,7880
180	0,0787	0,7667
182	0,0513	0,7353
185	Помпаж	

Таблица 5

Ддш, мм	P_4 мод, кПа	P_4 нат, кПа	δP_4 , %	m мод, кг/с	m нат, кг/с	δm , %	η , %	$\Delta \eta$, %	$\delta \eta$, %
100	73,29	124,39	1,18	0,0953	0,1330	1,27	56,59	2,68	4,74
99	79,28	134,48	1,05	0,0936	0,1306	1,31	61,93	3,08	4,98
98	84,38	143,06	0,99	0,0918	0,1281	1,37	66,96	3,86	5,77
97	88,87	150,60	1,08	0,0896	0,1251	1,42	72,82	3,86	5,31
95	94,30	159,72	0,87	0,0860	0,1201	1,53	77,15	5,06	6,56
93	97,95	165,84	1,08	0,0820	0,1144	1,67	77,95	4,58	5,88
91	100,39	169,93	0,75	0,0790	0,1103	1,81	79,22	4,00	5,05
89	101,20	171,26	0,90	0,0755	0,1053	1,97	78,67	4,03	5,13
87	102,06	172,65	1,11	0,0718	0,1002	2,16	78,61	4,83	6,14
85	102,81	173,89	0,76	0,0687	0,0959	2,37	77,57	4,34	5,59
83	103,22	174,54	0,98	0,0661	0,0923	2,57	75,96	3,97	5,23

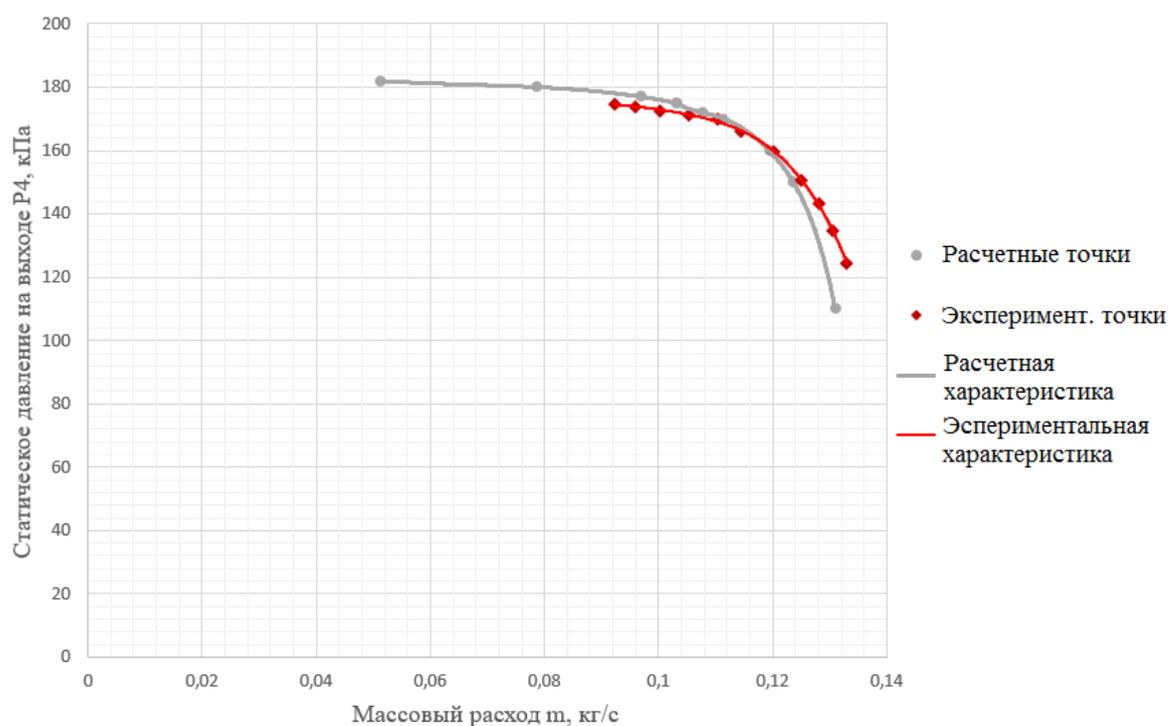
 $P_4=f(m)$ 

Рисунок 13. Расчетная и экспериментальная характеристики зависимости выходного давления от расхода при частоте вращения 60 000 об/мин

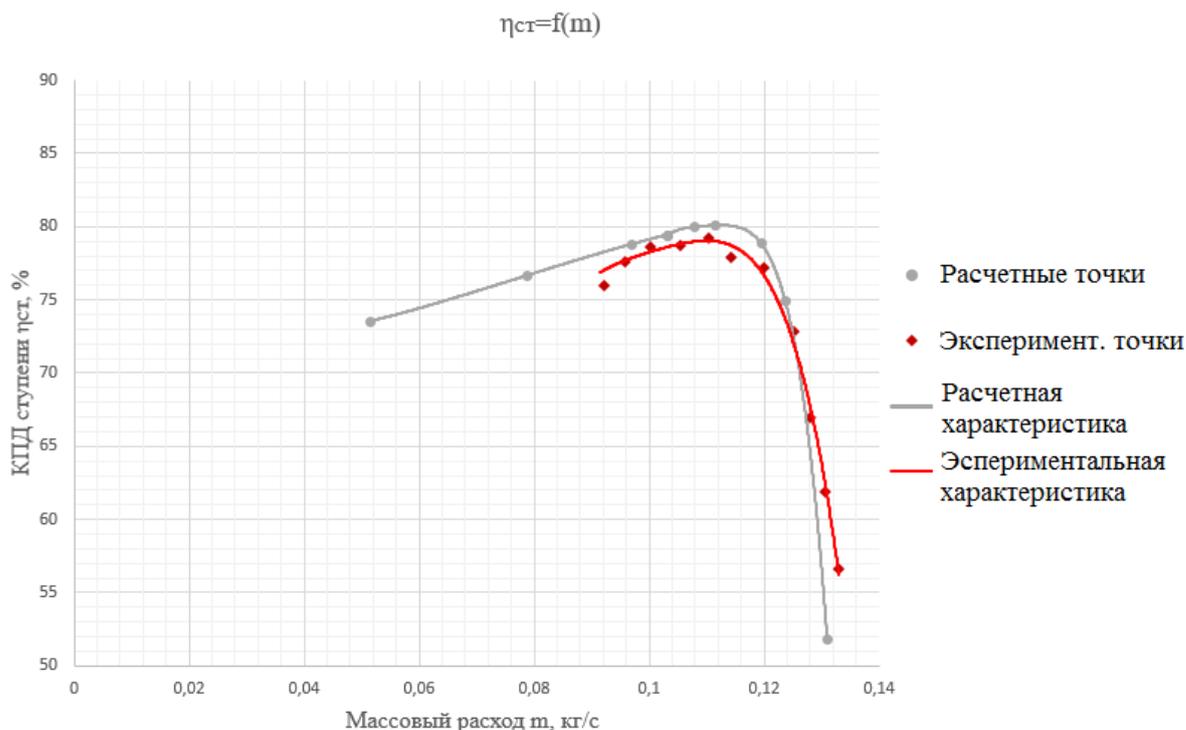


Рисунок 14. Расчетная и экспериментальная характеристики зависимости КПД ступени от расхода при частоте вращения 60 000 об/мин

В результате сопоставления расчетных и экспериментальных характеристик сделан вывод о корректности и применимости положений разработанного метода испытаний компрессорных ступеней в модельных условиях.

В конце четвертой главы проведена оценка экономической эффективности применения разработанного метода испытаний в модельных условиях компрессорной ступени. По результатам оценочного расчета следует, что проведение испытаний компрессорной ступени в модельных условиях более чем в пять раз выгоднее проведения испытаний натурной металлической ступени. Кроме того, длительность изготовления макетной компрессорной ступени с помощью аддитивных технологий составляет от 2 – 5 суток, тогда как срок изготовления натурной компрессорной ступени из алюминия составляет от 45 до 60 календарных дней, что также увеличивает стоимость подготовки проведения испытаний.

Результаты работы были применены при создании высокоэффективного газотурбинного электрогенерирующего модуля для перспективных систем автономного энергоснабжения РЭС и РЛК ПАО «НПО «Алмаз» ТООП «ЛЭМЗ»» что подтверждено актом о внедрении. Также результаты научных разработок внедрены в учебный процесс кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Общие выводы и заключение

1. Впервые разработан комбинированный метод расчета компрессорной ступени, представляющий собой завершённый комплекс расчетных зависимостей и методик, позволяющих провести осознанный поиск оптимальной геометрии компрессорной ступени турбогенератора. В составе метода:

а. Сформулирована задача оптимизации компрессорной ступени турбогенератора в виде $\eta \left(F \left(v_{вт}, z_l, \varphi_2, D_4, v_p, \frac{f_{эф}}{f_4} \right) \right) \rightarrow \max$, при условиях $0 < \eta < 1$, $0 < v_{вт} < 1$, $z_l \geq 2$, $0 < \varphi_2 < 1$, $D_4 > D_2$, $1^\circ < v_p < 15^\circ$, $0 < \frac{f_{эф}}{f_4} < 1$;

б. Впервые предложена методика оптимизации геометрии компрессорной ступени в соответствии с задачей оптимизации на основе метода оптимизации Хука-Дживса; разработан алгоритм оптимизации;

в. Разработан метод проведения оценочного прочностного расчета недостающих характерных диаметров рабочего колеса компрессорной ступени;

г. Разработан итерационный метод проведения расчета параметров компрессорной ступени в контрольных сечениях;

д. Разработаны новые методы профилирования компрессорной ступени в меридиональной и радиальной плоскостях;

е. Предложены критерии сравнения вариантов геометрий компрессорной ступени (величины КПД ступени $\eta_{ст}$, рабочего колеса $\eta_{рк}$ и диффузора $\eta_{диф}$) на основании трехмерного расчета течения газа в полученных формах проточной части.

2. Предложен новый метод испытаний компрессорной ступени турбогенератора в модельных условиях, заключающийся в замене натурной металлической на модельную полноразмерную ступень, изготовленной из современных полимеров одним из методов аддитивного производства. Приведены зависимости пересчета параметров испытаний, при которых обеспечиваются критерии подобия модельной и натурной ступени.

3. Обоснованы преимущества нового метода испытаний в модельных условиях перед существующими в виде повышенной достоверности моделирования в результате проведения испытаний макетной ступени такого же размера, формы и на том же газе, что и натурная ступень, а также возможности сократить длительность подготовки и проведения испытаний с 45-60 дней до 3-6, а себестоимость более чем в 5 раз.

4. Разработан газодинамический стенд для проведения испытаний компрессорной ступени турбогенератора в соответствии с новым методом. Разработана методика проведения испытаний компрессорной ступени в модельных условиях на газодинамическом стенде.

5. Выполнена апробация комбинированного метода расчета в виде расчета и профилирования варианта компрессорной ступени турбогенератора ГТЭГМ-03М ПАО НПО «Алмаз» ТОП «ЛЭМЗ» мощностью 30 кВт. Получена геометрия компрессорной ступени, обладающая расчетным КПД в номинальном режиме работы 83,4%.

6. Проведена апробация предложенного метода испытаний компрессорной ступени в модельных условиях в виде испытания разработанной компрессорной ступени турбогенератора 30 кВт. Построена экспериментальная характеристика исследуемой ступени.

7. Проведена верификация комбинированного метода расчета компрессорной ступени на основании проведенного эксперимента. Максимальный КПД ступени

(80,12 ± 0,80)% расчетной характеристики достигнут при расходе (0,111 ± 0,001)кг/с и давлении (171,0 ± 1,7)кПа. Максимальный КПД ступени (79,25 ± 4,06)% экспериментальной характеристики достигнут при расходе (0,110 ± 0,002) кг/с и давлении (170,1 ± 1,5)кПа. Расхождение величин расчетной и экспериментальной КПД в рабочей точке составило 0,87%, расхода – 0,001 кг/с; давления – 0,9 кПа, а также расхождение расчетной и экспериментальной характеристик не более 5 кПа по выходному давлению и 4 % по КПД на всех рабочих режимах ступени, позволяет сделать вывод о корректности и применимости разработанного комбинированного метода для расчета компрессорной ступени турбогенератора.

8. Результаты работы применены при создании высокоэффективного газотурбинного электрогенерирующего модуля для перспективных систем энергоснабжения РЭС и РЛК ПАО «НПО «Алмаз» ТООП «ЛЭМЗ»» что подтверждено актом о внедрении. Результаты работы использованы в учебном процессе кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана, что подтверждено актом о внедрении.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах

1. Калашников Д.А., Борисов Ю.А., Чернышев А.В. Комбинированный метод расчета среднерасходной центробежной компрессорной ступени // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2022. №.2(743). С. 53-66. (1,44 п.л./ 0,92 п.л.).

2. Анализ методов снижения потерь мощности в компрессорной крыльчатке при балансировке ротора турбогенератора на рабочей частоте вращения / Д.А. Калашников [и др.] // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2021. №2 (731). С. 26-33. (1,25 п.л./ 0,61 п.л.).

3. Определение потерь мощности в компрессорной ступени турбогенератора при динамических испытаниях / Д.А. Калашников [и др.] // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т.2, №3. С. 21-24. (0,63 п.л./ 0,26 п.л.).

4. Испытательный стенд лопаточных компрессоров и способ газодинамических испытаний лопаточных компрессоров. / Д.А. Калашников [и др.]. Патент на изобретение RU 2716767 С1, 17.03.2020. Заявка № 2019129641 от 20.09.2019. (0,95 п.л./ 0,6 п.л.)

5. Method of development and testing of turbine of fuel gas intracyclic compression under model conditions / D. A. Kalashnikov [et al.] // AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing LLC, 2020. Т. 2285. №. 1. С. 030028. (1,13 п.л./ 0,46 п.л.).