

**Министерство образования и науки Российской Федерации**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

Институт природных ресурсов  
Направление подготовки: 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»  
Профиль подготовки: «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»  
Кафедра теоретической и прикладной механики

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

Тема работы
<b>Определение напряженно-деформированного состояния крыльчатки осевого компрессора</b>

УДК 621.515: [539.319+539.375]

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4Е21	Аксёнов Александр Викторович		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры ТПМ	Симанкин Ф.А.	к.т.н.		

**КОНСУЛЬТАНТЫ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель кафедры менеджмента	Гаврикова Н.А.			

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент кафедры ЭБЖ ИНК НИ ТПУ	Невский Е.С.			

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ТПМ	Пашков Е.Н.	к.т.н.		

## Планируемые результаты обучения по ООП

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
<b>Общекультурные компетенции</b>		
Р1	Способность применять базовые и специальные знания в области математических, естественных, гуманитарных и экономических наук для обеспечения полноценной инженерной деятельности	Требования ФГОС (ОК-1; ОК- 9; ОК-10)1, Критерий 5 АИОР (п. 5.2.1), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
Р2	Демонстрировать понимание сущности и значения информации в развитии современного общества, владение основными методами, способами и средствами получения, хранения, переработки информации; использование для решения коммуникативных задач современных технических средств и информационных технологий	Требования ФГОС (ОК-7; ОК- 11; ОК -13; ОК-14, ОК-15), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.2, п. 5.2.8 , п. 5.2.10), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
Р3	Способность самостоятельно применять методы и средства познания, обучения и самоконтроля, осознавать перспективность интеллектуального, культурного, нравственного, физического и профессионального саморазвития и самосовершенствования, уметь критически оценивать свои достоинства и недостатки.	Требования ФГОС (ОК -5; ОК -6; ОК -8), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.16), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
Р4	Способность эффективно работать индивидуально и в качестве члена команды, демонстрируя навыки руководства отдельными группами исполнителей, уметь проявлять личную ответственность	Требования ФГОС (ОК-4; ПК- 9; ПК-10), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.11), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
Р5	Демонстрировать знание правовых, социальных, экологических и культурных аспектов комплексной инженерной деятельности, осведомленность в вопросах охраны здоровья, безопасности жизнедеятельности и труда на нефтегазовых производствах	Требования ФГОС (ОК-2; ОК- 3; ОК-5; ПК-5), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.12; п. 5.2.14, согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
Р6	Осуществлять коммуникации в профессиональной среде и в обществе в целом, в том числе на иностранном языке; анализировать существующую и разрабатывать самостоятельно техническую документацию; четко излагать и защищать результаты комплексной инженерной деятельности на предприятиях машиностроительного, нефтегазового комплекса и в отраслевых научных организациях	Требования ФГОС (ОК-14; ОК-15; ОК-16), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.13), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
<b>Профессиональные компетенции</b>		
Р7	Умение использовать методы математического анализа и моделирования, основы теоретического и экспериментального исследования в комплексной инженерной деятельности с целью моделирования объектов и технологических процессов в нефтегазовой отрасли, используя стандартные пакеты и средства автоматизированного проектирования машиностроительной продукции	Требования ФГОС (ПК-7; ОК-9), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.1; п. 5.2.6), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
Р8	Умение обеспечивать соблюдение технологической дисциплины при изготовлении изделий машиностроительного производства, осваивать новые технологические процессы производства продукции, применять методы контроля качества новых образцов изделий, их узлов, деталей и конструкций	Требования ФГОС (ПК-1; ПК- 3; ПК-26) , Критерий 5 АИОР (п. 5.2.5; п. 5.2.7; п. 5.2.15), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
Р9	Способность осваивать вводимое новое оборудование, проверять техническое состояние и остаточный ресурс действующего технологического оборудования, в случае необходимости обеспечивать ремонтно-восстановительные работы на производственных участках предприятия	Требования ФГОС (ПК-2; ПК- 4; ПК-16), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.7, п. 5.2.8), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
Р10	Умение проводить эксперименты по заданным методикам с обработкой и анализом результатов, применять методы стандартных испытаний по определению физико-механических свойств и технологических показателей используемых материалов и готовых изделий	Требования ФГОС (ПК-18), Критерий 5 АИОР (п.5.2.4, п. 5.2.5), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
Р11	Умение проводить предварительное технико-экономическое обоснование проектных решений, выполнять организационно-плановые расчеты по созданию или реорганизации производственных участков, планировать работу персонала и фондов оплаты труда, применять прогрессивные методы эксплуатации технологического оборудования при изготовлении изделий нефтегазового производства	Требования ФГОС (ПК-6; ПК- 12; ПК-14; ПК-15; ПК-24), Критерий 5 АИОР (п.5.2.3; п. 5.2.6), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
Р12	Умение применять стандартные методы расчета деталей и узлов машиностроительных изделий и конструкций, выполнять проектно-конструкторские работы и оформлять проектную и технологическую документацию соответственно стандартам, техническим условиям и другим нормативным документам, в том числе с использованием средств автоматизированного проектирования.	Требования ФГОС (ПК-21; ПК- 22; ПК-23), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.1; п. 5.2.9), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI

**Министерство образования и науки Российской Федерации**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

Институт природных ресурсов  
Направление подготовки: 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»  
Профиль подготовки: «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»  
Кафедра теоретической и прикладной механики

УТВЕРЖДАЮ:  
Зав. кафедрой

\_\_\_\_\_  
(Подпись)      (Дата)      (Ф.И.О.)

**ЗАДАНИЕ**  
**на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

<b>БАКАЛАВРСКОЙ РАБОТЫ</b>
----------------------------

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
4E21	Аксёнову Александру Викторовичу

Тема работы:

Определение напряженно-деформированного состояния крыльчатки осевого компрессора	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	12.05.2016, №3462/с

Срок сдачи студентом выполненной работы:	09.06.2016 г.
--	---------------

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

<b>Исходные данные к работе</b>	Определение влияния аэродинамических сил на напряженно-деформированное состояние крыльчатки осевого компрессора. Материал для пера лопатки: сталь 20Х13. Частота вращения ротора компрессора: 3500, 7000, 10500, 14000, 17500, 21000 об/мин.
<b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b>	<ol style="list-style-type: none"><li>1. Аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений науки и техники в рассматриваемой области;</li><li>2. Моделирование процесса влияния аэродинамических сил на крыльчатку с ее последующим прочностным расчетом;</li></ol>

	3. Финансовый менеджмент; 4. Социальная ответственность; 5. Выводы по работе.
<b>Перечень графического материала</b>	Схема газотурбинной установки, схема осевого компрессора, чертеж лопатки крыльчатки, презентация
<b>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы</b>	
<b>Раздел</b>	<b>Консультант</b>
<b>Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережения</b>	Гаврикова Н.А.
<b>Социальная ответственность</b>	Невский Е.С.
<b>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</b>	
---	

<b>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</b>	1.02.2016
---	-----------

**Задание выдал руководитель:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры ТПМ	Симанкин Ф.А.	к.т.н		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4E21	Аксёнов Александр Викторович		

**Министерство образования и науки Российской Федерации**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

Институт природных ресурсов  
Направление подготовки: 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»  
Профиль подготовки: «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»  
Уровень образования: Бакалавриат  
Кафедра теоретической и прикладной механики  
Период выполнения: (весенний семестр 2015/2016 учебного года)

Форма представления работы:

<b>БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА</b>
----------------------------

(бакалаврская работа, дипломный проект/работа, магистерская диссертация)

**КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН  
выполнения выпускной квалификационной работы**

Срок сдачи студентом выполненной работы:	09.06.2016 г.
--	---------------

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
25.05.16	<i>Теоретическая часть работы + разработка модели</i>	50
1.06.16	<i>Выполнение расчетной части работы</i>	40
7.06.16	<i>Устранение недочетов в работе</i>	10

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры ТПМ	Симанкин Ф.А.	к.т.н.		

**СОГЛАСОВАНО:**

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
	Пашков Е.Н.	к.т.н.		

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА  
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСООБЪЕКТИВНОСТЬ И  
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
4E21	Аксёнову Александру Викторовичу

<b>Институт</b>	<b>ИПР</b>	<b>Кафедра</b>	<b>ТПМ</b>
<b>Уровень образования</b>	бакалавр	<b>Направление/профиль подготовки</b>	15.03.02 «Технологические машины и оборудование» / «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

**Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:**

<p>1. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i></p>	<p><i>Работа с информацией, представленной в российских и иностранных научных публикациях, аналитических материалах, статистических бюллетенях и изданиях, нормативно-правовых документах</i></p>
<p>2. <i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i></p>	
<p>3. <i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i></p>	

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

<p>1. <i>Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения</i></p>	<p><i>SWOT-анализ проекта</i></p>
<p>2. <i>Планирование и формирование бюджета научно-исследовательских работ</i></p>	<p><i>Бюджет научно – технического исследования (НТИ)</i></p> <p>1. <i>Основная заработная плата исполнителей темы</i></p> <p>2. <i>Отчисления на социальные нужды</i></p> <p>3. <i>Накладные расходы</i></p> <p>4. <i>Формирование бюджета затрат научно – исследовательского проекта</i></p>

**Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):**

<p>1. <i>Матрица SWOT</i></p> <p>2. <i>Календарный график проведения НИ</i></p> <p>3. <i>Бюджет проекта</i></p>	
---	--

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	
---	--

**Задание выдал консультант:**

<b>Должность</b>	<b>ФИО</b>	<b>Ученая степень, звание</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
Старший преподаватель	Н.А.Гаврикова			

**Задание принял к исполнению студент:**

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
4Е21	Аксёнов Александр Викторович		

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4Е21	Аксёнову Александру Викторовичу

Институт	ИПР	Кафедра	ТПМ
Уровень образования	бакалавриат	Направление/специальность	15.03.02 «Технологические машины и оборудование» / «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

### Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

<p>1. Описание рабочего места (рабочей зоны, технологического процесса, механического оборудования) на предмет возникновения:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– вредных проявлений факторов производственной среды (метеоусловия, вредные вещества, освещение, шумы, вибрации, электромагнитные поля, ионизирующие излучения)</li> <li>– опасных проявлений факторов производственной среды (механической природы, термического характера, электрической, пожарной и взрывной природы)</li> <li>– негативного воздействия на окружающую природную среду (атмосферу, гидросферу, литосферу)</li> <li>– чрезвычайных ситуаций (техногенного, стихийного, экологического и социального характера)</li> </ul>	<p>Рабочее место – машинный зал газотурбинной установки. Оборудование: газотурбинная установка. Вредные факторы: - повышенный уровень шума на рабочем месте; - повышенный уровень вибрации. Опасные факторы: - повышенная температура маслосистемы; - пожароопасность; - наличие вращающихся механизмов. Воздействие на окружающую среду: - загрязнение атмосферы; - загрязнение гидросферы; - загрязнение литосферы. Возникновение чрезвычайных ситуаций: - аварийная остановка при превышении частоты вращения ротора; - нарушение рабочего режима маслосистемы; - аварийная остановка при превышении уровня вибрации; - обрыв рабочей лопатки и как следствие разрушение компрессора; - пожар при повреждении системы подачи газа.</p>
<p>2. Знакомство и отбор законодательных и нормативных документов по теме</p>	<p>ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация ГОСТ 12.1.012-2004 ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие требования ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Общие требования ГОСТ 12.2.062-81 Оборудование производственное. Ограждения защитные СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов</p>

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

<p>1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой;</li><li>- действие фактора на организм человека;</li><li>- приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ);</li><li>- предлагаемые средства защиты (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства)</li></ul>	<p>Физико-химическая природа вредных факторов:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- повышенные уровни шума;</li><li>- повышенные уровни вибрации.</li></ul> <p>Действие факторов на организм человека:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- ухудшение слуха;</li><li>- влияние на нервную систему;</li><li>- раздражение человека;</li><li>- нарушение работы сердечно-сосудистой системы;</li><li>- головные боли;</li><li>- тошнота.</li></ul> <p>Средства коллективной защиты:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- шумопоглощающая изоляция;</li><li>- звукоизолирующие кожухи;</li><li>- активные средства виброзащиты.</li></ul> <p>Средства индивидуальной защиты:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- противошумные наушники;</li><li>- противошумные вкладыши;</li><li>- вибродемпфирующие перчатки;</li><li>- рукавицы, нагрудники, специальные костюмы.</li></ul>
<p>2. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой произведённой среды в следующей последовательности</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- механические опасности (источники, средства защиты);</li><li>- термические опасности (источники, средства защиты);</li><li>- электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, молниезащита – источники, средства защиты);</li><li>- пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения)</li></ul>	<p>Источник опасных факторов:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- быстровращающийся вал с лопатками;</li><li>- патрубков подачи топлива;</li><li>- маслосистема.</li></ul> <p>Средства защиты:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- защитные экраны;</li><li>- термостойкие перчатки;</li><li>- системы пожаротушения.</li></ul> <p>Причины проявления опасных факторов:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- критическая частота вращения ротора;</li><li>- накопление деформаций в лопатках.</li></ul> <p>Причины пожаров:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- механическое повреждение топливного патрубка;</li><li>- утечка газа.</li></ul> <p>Профилактические мероприятия:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- обучение пожарной ТБ;</li><li>- контроль оборудования.</li></ul> <p>Первичные средства пожаротушения:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- огнетушитель;</li><li>- песок.</li></ul>
<p>3. Охрана окружающей среды:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- защита селитебной зоны</li><li>- анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы);</li><li>- анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы);</li><li>- анализ воздействия объекта на литосферу (отходы);</li><li>- разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.</li></ul>	<p>Защита селитебной зоны: учет санитарно-защитной зоны при строительстве газоперекачивающих станций.</p> <p>Воздействие на атмосферу: выбросы продуктов сгорания топлива, содержащие:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- продукты полного сгорания горючих компонентов топлива;</li><li>- компоненты неполного сгорания топлива.</li></ul> <p>Воздействие на гидросферу: возможный разлив смазочно-охлаждающих жидкостей.</p> <p>Воздействие на литосферу:</p>

	<p><i>твердые бытовые отходы при техническом обслуживании и ремонте газотурбинных установок.</i></p> <p><i>Решения по обеспечению экологической безопасности:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- <i>соблюдение инструкций при операциях по наливу и сливу смазочно-охлаждающих жидкостей;</i></li> <li>- <i>Все работники должны быть обучены безопасности труда в соответствии с ГОСТ 12.0.004-90;</i></li> <li>- <i>применение индивидуальных средств защиты по типовым отраслевым нормам при работе с нефтепродуктами.</i></li> </ul>
<p><i>4. Защита в чрезвычайных ситуациях:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- <i>перечень возможных ЧС на объекте;</i></li> <li>- <i>выбор наиболее типичной ЧС;</i></li> <li>- <i>разработка превентивных мер по предупреждению ЧС;</i></li> <li>- <i>разработка мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС;</i></li> <li>- <i>разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий</i></li> </ul>	<p><i>Возможные ЧС на объекте:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- <i>аварийная остановка при превышении частоты вращения ротора;</i></li> <li>- <i>нарушение рабочего режима маслосистемы;</i></li> <li>- <i>аварийная остановка при превышении уровня вибрации;</i></li> <li>- <i>обрыв рабочей лопатки и как следствие разрушение компрессора;</i></li> <li>- <i>пожар при повреждении системы подачи газа.</i></li> </ul> <p><i>Превентивные меры по предупреждению ЧС: проведение эмпирических испытаний после получения результатов при моделировании процессов в программном комплексе является наиболее важной мерой на пути предупреждения чрезвычайной ситуации.</i></p> <p><i>Для повышения устойчивости осевого компрессора к возможной ЧС необходимо перед изготовлением рабочих лопастей необходимо провести ряд исследований с помощью ЭВМ и просимулировать аэродинамические процессы, возникающие при обтекании лопатки, с целью контроля проявления процесса срыва потока воздуха на ней.</i></p> <p><i>В случае возникновения данной аварийной ситуации необходимо действовать согласно инструкции, предписанной данному предприятию на случай возникновения ЧС.</i></p>
<p><i>5. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- <i>специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства;</i></li> <li>- <i>организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны</i></li> </ul>	<p><i>Правила безопасного ведения работ регламентируются ПБ 12-368-00 "Правила безопасности в газовом хозяйстве".</i></p> <p><i>Допуск к работе имеют лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование в установленном порядке и не имеющие противопоказаний к выполнению данного вида работ, обученные безопасным методам и приемам работы, применению средств индивидуальной защиты, правилам и приемам оказания первой медицинской помощи пострадавшим и прошедшие проверку знаний в установленном порядке.</i></p>

	<p><i>К выполнению работ допускаются руководители, специалисты и рабочие, обученные и сдавшие экзамены на знание правил безопасности и техники безопасности, умеющие пользоваться средствами индивидуальной защиты и знающие способы оказания первой (доврачебной) помощи.</i></p> <p><i>Действующая с 1 января 2014 г. редакция ТК РФ определяет, что работникам, занятым на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, положены следующие гарантии и компенсации:</i></p> <p><i>1) сокращенная продолжительность рабочего времени с возможностью выплаты денежной компенсации за работу в пределах общеустановленной 40-часовой рабочей недели (ст. 92 ТК РФ);</i></p> <p><i>2) ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск работникам с возможностью выплаты компенсации за часть такого отпуска, превышающую минимальную продолжительность (ст. 117 ТК РФ);</i></p> <p><i>3) повышенная оплата труда работников (ст. 147 ТК РФ).</i></p>
--	---

**Перечень графического материала:**

<p><i>При необходимости представить эскизные графические материалы к расчётному заданию (обязательно для специалистов и магистров)</i></p>	
--	--

<p><b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b></p>	<p>01.05.2016г</p>
--	--------------------

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
<p>Ассистент кафедры</p>	<p>Невский Е.С.</p>			

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
<p>4Е21</p>	<p>Аксёнов Александр Викторович</p>		

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа содержит 83 с., 20 рис., 11 табл., 20 источников, 4 прил.

Ключевые слова: газотурбинная установка, осевой компрессор, лопатка осевого компрессора, аэродинамическая сила, напряженно-деформированное состояние.

Объектом исследования является лопатка крыльчатки осевого компрессора газотурбинной установки.

Цель работы – исследование влияния аэродинамических сил на напряженно-деформированное состояние лопатки крыльчатки осевого компрессора газотурбинной установки.

Задачи:

- разработка модели лопатки крыльчатки осевого компрессора;
- создание модели напряженно-деформированного состояния лопасти крыльчатки под действием аэродинамических сил.

В данной выпускной квалификационной работе рассмотрены общее строение и принцип работы газотурбинной установки, осевого компрессора. Рассмотрен процесс появления аэродинамической силы в решетке профилей лопаток. В программном комплексе SolidWorks построена модель крыльчатки, проведено моделирование влияния потока воздуха на нее и определено напряженно-деформированное состояние.

Пояснительная записка выпускной квалификационной работы выполнена в текстовом редакторе Microsoft Word 2016. Создание модели лопатки и моделирование ее напряженно-деформированного состояния осуществлено в программе SolidWorks. Графический материал выполнен в программе КОМПАС-3D.

## **Определения, обозначения, сокращения, нормативные ссылки**

В настоящей работе использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ 12.0.004-90 «Система стандартов безопасности труда. Организация обучения безопасности труда. Общие положения»

ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Общие требования безопасности»

ГОСТ 12.1.018-9 «Пожаровзрывобезопасность статического электричества. Общие требования»

ГОСТ 12.1.029-80 «Средства и методы защиты от шума. Классификация»

ГОСТ 12.2.062-81 «Оборудование производственное. Ограждения защитные»

ГОСТ 26568-85 «Вибрация. Методы и средства защиты. Классификация»

ПБ 12-368-00 «Правила безопасности в газовом хозяйстве»

СанПиНом 2.1.7.722-98 «Гигиенические требования к устройству и содержанию полигонов для твердых бытовых отходов»

СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов»

## Оглавление

Введение.....	17
1. Обзор литературы.....	19
1.1 Обзор современного состояния исследований напряженно-деформированного состояния лопастей машин.....	19
2. Объект и методы исследования.....	22
2.1 Газотурбинные установки.....	23
2.2 Осевые компрессоры.....	25
2.3 Основные параметры решеток профилей лопаток.....	28
2.4 Срывные и неустойчивые режимы работы ступени.....	30
2.5 Изменение параметров потока по радиусу лопаточного венца.....	32
2.6 Аэродинамические силы в лопатке осевого компрессора.....	35
2.7 Методы исследования.....	39
2.8 Используемые пакеты прикладных программ.....	41
3. Расчеты и аналитика.....	43
3.1 Разработка модели.....	43
3.2 Выполнение прочностных расчетов.....	46
4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.....	51
4.1 SWOT-анализ.....	51
4.2 Планирование научно-исследовательских работ.....	52
4.2.1 Структура работ в рамках научного исследования.....	52
4.2.2 Определение трудоемкости выполнения работ.....	54
4.2.3 Разработка графика проведения научного исследования.....	55
4.2.4 Бюджет научно-технического исследования.....	58
4.2.5 Основная заработная плата исполнителей темы.....	58
4.2.6 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления).....	60
4.2.7 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта.....	61
5. Социальная ответственность.....	63

5.1 Описание рабочего места на предмет возникновения опасных и вредных факторов, вредного воздействия на окружающую среду.....	63
5.2 Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды.....	65
5.3 Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды.....	66
5.4 Охрана окружающей среды.....	67
5.4.1 Защита селитебной зоны.....	67
5.4.2 Воздействие на атмосферу.....	67
5.4.3 Воздействие на гидросферу.....	68
5.4.4 Воздействие на литосферу.....	68
5.4.5 Решения по обеспечению экологической безопасности.....	68
5.5 Защита в чрезвычайных ситуациях.....	69
5.5.1 Перечень возможных ЧС на объекте.....	69
5.5.2 Описание превентивных мер по предупреждению ЧС.....	69
5.5.3 Описание мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС.....	70
5.6 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности.....	70
Заключение.....	73
Список использованных источников.....	74
Приложение А.....	76
Приложение Б.....	77
Приложение В.....	79
Приложение Г.....	82

## **Введение**

Россия является мировым лидером по запасам природного газа (доля в мировых запасах составляет 24,6% по оценке на 2014 год) и занимает одно из ведущих мест на рынке энергоресурсов в сфере поставок данного углеводорода. На российский природный газ приходится 30% от суммарного импорта газа в страны Западной Европы по оценке на 2013 год. За все время развития газовой отрасли в нашей стране образовалась единая газотранспортная сеть, играющая ключевую роль в бесперебойном газоснабжении и газораспределении как на территории Российской Федерации, так и в странах Европы при экспорте газа. Однако транспортировка природного газа в необходимых объемах невозможна лишь под действием естественного пластового давления, поэтому наряду с развитием трубопроводного транспорта происходит строительство компрессорных станций.

На сегодняшний день общая протяженность газотранспортной сети России составляет 170,7 тыс. км. При транспортировке природного газа используются 250 компрессорных станций с суммарной мощностью газоперекачивающих агрегатов 46,1 млн кВт.

В составе парка газоперекачивающих агрегатов около 86% из них в качестве привода оборудованы газотурбинными установками. Около 90% всех таких машин морально и физически устарели, так как являются конвертированными авиационными и судовыми двигателями 90-х годов, летный срок которых еще не был отработан. По истечению двух десятилетий дальнейшее использование таких газотурбинных установок приводит к значительному росту эксплуатационных затрат в связи с необходимостью поддержания их жизненного цикла за пределами расчетного ресурса работы. Эксплуатация таких агрегатов приводит к перерасходу газа на собственные нужды.

Сложившаяся ситуация требует создания и внедрения новых, надежных, более совершенных газотурбинных установок для использования их в качестве привода газоперекачивающего агрегата. При проектировании таких двигателей

огромное внимание уделяется их экономичности, мощности, необходимой для работы газоперекачивающего агрегата в заданной режиме. Особо важными являются прочностные характеристики всех элементов установки для обеспечения их достаточной прочности с целью недопущения аварийных ситуаций, которые чрезвычайно опасны на предприятии газовой отрасли.

Как известно, для работы газотурбинной установки при базовой нагрузке требуется 2% топлива и 98% сжатого воздуха. Засасывание и компримирование воздуха происходит благодаря работе осевого компрессора, работоспособность которого во многом зависит от прочности лопаток его ступеней. Немаловажным аспектом проектирования осевого компрессора является учет всех факторов, влияющих непосредственно на прочность лопастей, отрыв которых во время работы агрегата может привести к полному разрушению всей установки. Основными нагрузками, действующими на лопатки, являются аэродинамические силы газа и центробежные силы, возникающие при работе установки.

Целью данной работы является имитационное моделирование влияния аэродинамических сил на напряженно-деформированное состояние лопасти крыльчатки осевого компрессора газотурбинной установки.

## **1. Обзор литературы**

В настоящее время осевые компрессоры являются наиболее экономичными из всех типов компрессоров, в результате чего они получили повсеместное распространение для сжатия воздуха в стационарных газотурбинных установках компрессорных станций магистральных трубопроводов с центробежными нагнетателями. [1]

С развитием новых газотурбинных двигателей необходимо решать проблему повышения надежности газотурбинных установок и осевых компрессоров в частности, которая является частью общей проблемы безопасности и экономической эффективности энергетических установок. Данная задача является непростой, поскольку рабочие режимы современных двигателей расположены в непосредственной близости границ предельного состояния элементов. С целью обеспечения достаточной надежности проводят прочностные исследования ответственных высоконагруженных узлов и деталей установки.

### **1.1 Обзор современного состояния исследований напряженно-деформированного состояния лопастей машин**

Решению задач прочности такого высоконагруженного узла осевого компрессора, как лопаточный аппарат, посвящены многочисленные публикации в отечественной литературе.

Эта область механики включает в себя различные классы задач, среди которых огромное значение имеют задачи исследования напряженно-деформированного состояния лопаток под действием аэродинамических нагрузок.

В работе [2] перо лопатки рассматривается как консольная балка. Предлагается проецирование аэродинамической силы набегающего на лопатку потока на оси  $x$  и  $y$  Декартовой системы координат. После нахождения численного значения сил определяются максимальные изгибающие моменты, действующие в корне лопатки, по которым и происходит дальнейший анализ

напряженного состояние элемента. При изложении данной методики автор пренебрегает закрученностью и переменным профилем лопатки. Линейная теория упругого изгиба стержней, базируемая на предположении о малости перемещений при деформации, дает линейную зависимость прогиба от внешних сил. В работе [3] авторы рассмотрели влияние переменной нагрузки, меняющейся по синусоиде, на лопатку, представленную как консольная балка постоянного сечения, и делают вывод о том, что при эпюре в виде квадратичной параболы внутренние усилия в балке не подчиняются линейному закону, как это принято в классической теории сопротивления материалов, а имеют синусоидальный характер. В исследовании [4] автор предлагает для определения сил взаимодействия стержня и потока газа решить задачи аэроупругости, которые являются более сложными по сравнению с традиционными задачами, рассматриваемыми в строительной механике. Вводя допущение в виде разложения полной аэродинамической силы на нормальную и касательную составляющие, автор выводит систему уравнений сил потока, которую необходимо включить в уравнение равновесия пространственно-криволинейного стержня в качестве распределенных сил потока для определения его напряженно-деформированного состояния. В работе [5] авторами рассмотрена оценка напряженно-деформированного состояния лопатки с использованием метода конечных элементов. Решение задачи осуществлялось с использованием многопроцессорного программного комплекса ANSYS Workbench, использование которого позволило определить локальные области зарождения напряжений, места и значения максимальных перемещений, нормальные и касательные напряжения в лопатке. В работе [6] для оценки влияния потока газа на устойчивость и НДС лопатки авторы также применяют программный комплекс ANSYS, производящий расчет при помощи метода конечных элементов. При этом предлагается сначала решение в среде ANSYS CFX для определения стационарных аэродинамических нагрузок, действующих на лопатку, затем осуществить перенос полученных результатов в программу

ANSYS Mechanical для непосредственного расчета НДС лопатки в положении равновесия под действием данных аэродинамических сил.

Анализ приведенных выше работ свидетельствует о том, что для оценки напряженно-деформированного состояния отдельных лопаток лопастного аппарата машин наиболее исследованным является метод с применением стержневой теории. Однако для оценки правильности построенной математической модели влияния аэродинамических сил на НДС лопасти необходимо рассчитанные значения сравнивать с экспериментальными данными. Метод конечных элементов позволяет определить напряжения в рассматриваемом теле, однако достоверность данных зависит от правильности выбора типа и размеров конечных элементов.

## **2. Объект и методы исследования**

Газовый промысел представляет собой технологический комплекс, предназначенный для добычи и сбора газа с площади месторождения, а также обработки газа и конденсата с целью подготовки их к дальнейшему транспортированию.

Из-за различных гидравлических сопротивлений по длине трубопровода при движении газа происходит падение его давления, что сказывается на уменьшении пропускной способности газопровода. Поэтому транспортировка газа на значительные расстояния в необходимых объемах только за счет естественного пластового давления не представляется возможной.

Для поддержания оптимального давления транспортируемого газа в трубопроводе и обеспечения его заданного расхода по трассе газопровода устанавливаются компрессорные станции, состоящие из комплекса машин и оборудования, обеспечивающих технологические процессы по сжатию и повышению давления газа при его подготовке и транспорте.

Компрессорные станции можно подразделить на несколько видов. Головные компрессорные станции устанавливаются непосредственно после газового месторождения. Они предназначены для поддержания оптимального давления перекачиваемого газа для его последующего транспорта по магистральным газопроводам, когда происходит снижение пластового давления в результате разработки газового месторождения. Также можно выделить линейные компрессорные станции, устанавливаемые на магистральных газопроводах, как правило, через 100-150 км. Такие станции предназначены для компримирования поступающего природного газа с давления входа до давления выхода, обусловленных проектными данными, чтобы обеспечить постоянный и заданный расход газа по магистральному газопроводу.

На головных компрессорных станциях осуществляют сепарацию, осушку, очистку, охлаждение газа и замер его количества. Линейные или промежуточные компрессорные станции поддерживают необходимое давление на всей протяженности труб.

Дожимные компрессорные станции устанавливаются на подземных хранилищах газа. Данные станции предназначены для подачи газа в подземное хранилище газа от магистрального газопровода и отбор природного газа из подземного хранилища (как правило, в зимний период времени) для последующей его подачи в магистральный газопровод или непосредственно потребителям газа. Дожимные компрессорные станции комплектуются компрессорами различных типов - винтовыми, центробежными, поршневыми.

Основным оборудованием на компрессорной станции являются газоперекачивающие агрегаты, которые могут быть поршневого или центробежного типа. Приводом поршневых компрессоров являются газовые двигатели, выполненные, как правило, в одно блоке с компрессором. Центробежные нагнетатели газа могут иметь привод от газотурбинных установок или от электродвигателей.

## **2.1 Газотурбинные установки**

Газотурбинная установка представляет собой энергетическую установку, являющуюся конструктивно объединенной совокупностью газовой турбины, газоздушного тракта, систем управления и вспомогательных устройств (пусковое устройство, компрессор) [смотри приложение А].

Рабочим телом газотурбинных установок компрессорных станций при сжатии является окружающий атмосферный воздух. В качестве топлива используется перекачиваемый газ. Турбина работает на сильно разбавленном воздухом продуктах сгорания природного газа. [7]

Принцип работы газотурбинной установки заключается в том, что в компрессор газотурбинного силового агрегата подается чистый воздух, где он компримируется. Под высоким давлением воздух из компрессора направляется в камеру сгорания, куда подается и основное топливо (природный газ). Далее газоздушная смесь воспламеняется и при ее сгорании образуется энергия в виде потока раскаленных газов. Этот поток с высокой скоростью устремляется на рабочее колесо турбины и вращает его. При этом вращательная кинетическая

энергия через вал турбины приводит в действие компрессор и расходуется на преодоление полезной нагрузки.

На газопроводах нашей страны в качестве привода для газоперекачивающих агрегатов установлены одновальные газотурбинные установки с регенераторами и без них, двухвальные, а также конвертированные авиационные двигатели.

Преимуществом одновальных установок является конструктивная простота, минимальное число турбомашин и подшипников. Однако эти достоинства отступают на задний план перед недостатками – жесткая связь центробежного нагнетателя и воздушного осевого компрессора по частоте вращения, невозможность пуска агрегата под давлением в корпусе нагнетателя, необходимость для нормальной эксплуатации использования поворотных направляющих лопаток в компрессоре и нагнетателе.

Двухвальные однокомпрессорные газотурбинные установки (рис.1 а, б) состоят из газогенераторной части и свободной силовой турбины. Это дает большую гибкость для эксплуатации, благодаря независимой работе воздушного компрессора и газового нагнетателя. Изменение давления перекачиваемого газа сказывается только на работе силовой турбины, но не влияет на газогенератор.

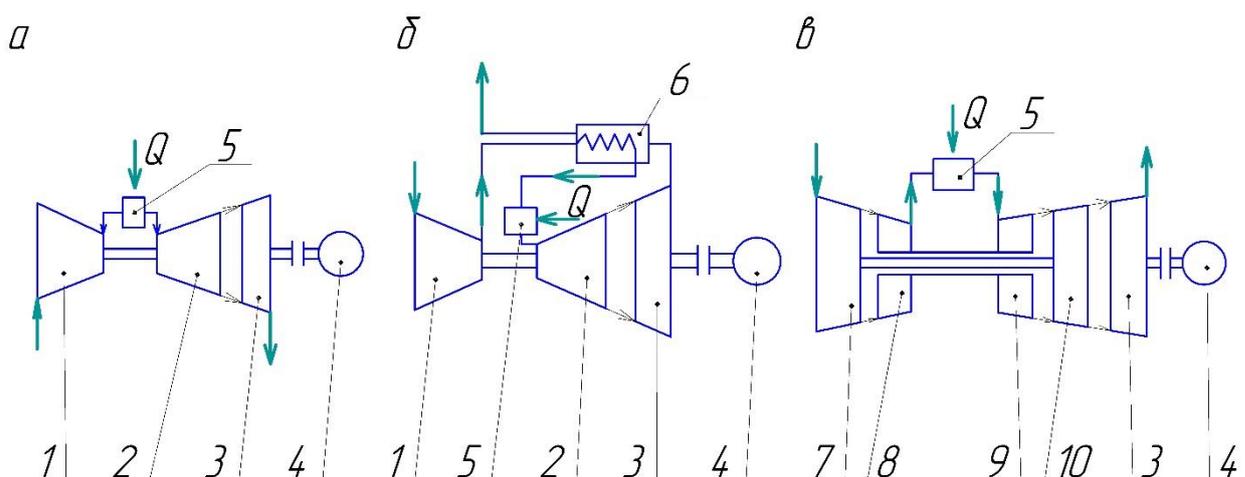


Рисунок 1. Применяемые схемы приводных газотурбинных установок и двигателей:

а – двухвальная однокомпрессорная простого цикла; б – двухвальная однокомпрессорная регенеративного цикла; в – трехвальная двухкомпрессорная;

1 – компрессор; 2 – турбина привода компрессора; 3 – свободная силовая турбина; 4 – нагрузка; 5 – камера сгорания; 6 – регенератор; 7, 8 – компрессор соответственно низкого и высокого давления; 9, 10 – турбина соответственно низкого и высокого давления; Q – подвод топлива.

В двухвальных и трехвальных (рис.1 в) газоперекачивающих агрегатах выделение турбины полезной мощности вместе с нагнетателем на отдельный вал кардинально улучшает их внешние характеристики, хотя при этом возрастает число турбомашин и конструктивная сложность агрегата. Для газотурбинной установки с регенерацией теплоты целесообразнее использовать двухвальную схему (рис. 1 б).

В установках просто цикла для достижения высокой экономичности необходима большая степень сжатия. А при большом отличии давлений в начале и в конце компрессора резко отличаются объемный расходы, что неблагоприятно для создания единой эффективной проточной части компрессора. Таким образом, у газотурбинной установки со степенью сжатия более 10...12 необходимо разделять газогенераторную часть турбогруппы на каскады, являющиеся частью компрессора, приводимого своей турбиной (рис. 1 в). Турбина низкого давления приводит во вращение компрессор низкого давления, а турбина высокого давления вращает компрессор высокого давления.

Все три схемы получили большое распространение на отечественных газопроводах. [7]

## **2.2 Осевые компрессоры**

Входной патрубок необходим для равномерного подвода окружающего атмосферного воздуха к входному направляющему аппарату, который придает необходимое направление воздушному потоку перед входом в первую ступень. В ступенях воздух сжимается за счет механической энергии вращающихся лопаток, передаваемой потоку воздуха. Из последней ступени воздух поступает

в спрямляющий аппарат, который придает потоку осевое направление перед входом в диффузор, где продолжается сжатие газа за счет понижения его кинетической энергии. Выходной патрубком предназначен для подачи воздуха от диффузора к перепускному трубопроводу. [9]

Общая схема осевого компрессора представлена на рисунке 2.

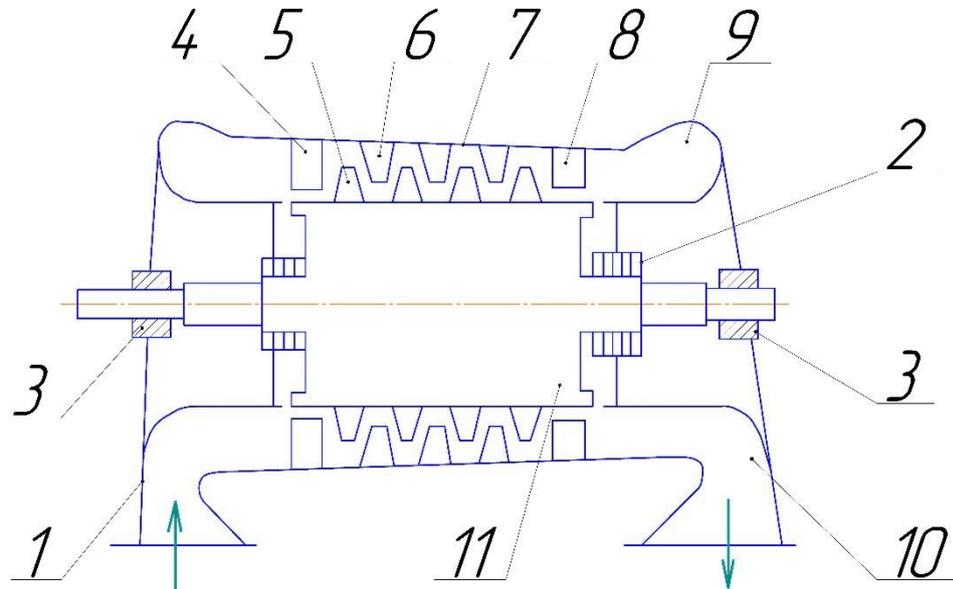


Рисунок 2. Схема многоступенчатого осевого компрессора:

1 – входной патрубок; 2 – концевые уплотнения; 3 – подшипники; 4 – входной направляющий аппарат; 5 – рабочие лопатки; 6 – направляющие лопатки; 7 – корпус; 8 – спрямляющий аппарат; 9 – диффузор; 10 – выходной патрубок; 11 – ротор.

Изолированная ступень осевого компрессора состоит из входного направляющего аппарата, рабочего колеса и направляющего аппарата (рис.3).

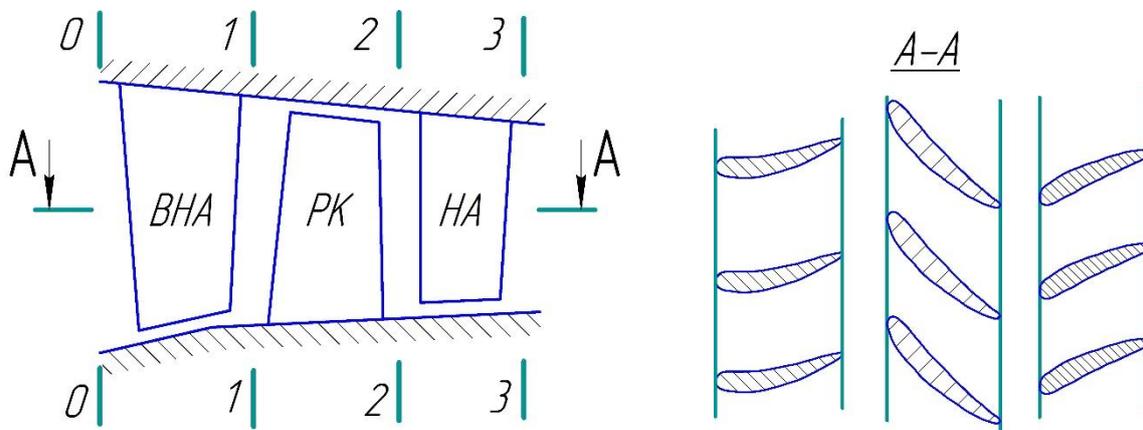


Рисунок 3. Схема ступени осевого компрессора:

ВНА – входной направляющий аппарат; РК – рабочее колесо; НА – направляющий аппарат.

С приведением во вращение рабочего колеса воздух, проходящий через лопаточный венец, получает энергию в виде скорости в направлении вращения и в виде давления. Последующий направляющий аппарат превращает скоростной напор в давление, раскручивает поток в направлении, сходном с направлением потока перед рабочим колесом.

Решетки как рабочих, так и направляющих лопаток диффузорны, т.е. скорость потока в них преобразуется в давление. [7]

К основным параметрам ступени относятся степень повышения давления, работа сжатия и КПД.

Работа сжатия 1 кг рабочего тела в идеальном процессе имеет вид:

$$h_{\text{ст.ад}} = \frac{k}{k-1} R \cdot T_1 \left( \pi_{\text{ст}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (1)$$

где  $k$  – показатель адиабаты;

$R$  – газовая постоянная, зависящая от состава рабочего тела, Дж/(кг\*К);

$T_1$  – абсолютная температура перед входом в рабочее колесо, К;

$\pi_{\text{ст}}$  - степень повышения давления;

$$\pi_{\text{ст}} = \frac{p_3}{p_1}, \quad (2)$$

где  $p_3$  и  $p_1$  – давления рабочего тела за ступенью и перед рабочим колесом соответственно.

Для дозвуковых ступеней воздушного осевого компрессора обычно  $\pi_{\text{ст}} = 1,1 \dots 1,3$  и  $h_{\text{ст.ад}} = 10 \dots 25 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ; для транс- и сверхзвуковых ступеней  $\pi_{\text{ст}} = 1,6 \dots 2,0$  и  $h_{\text{ст.ад}} = 40 \dots 65 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

Адиабатный КПД определяется по следующей формуле:

$$\eta_{\text{ст.ад.}} = \frac{T_1 \left( \pi_{\text{ст}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_3 - T_1}, \quad (3)$$

где  $T_3$  – температура газа за ступенью, К. [8]

Так как степень повышения давления в ступени ограничена, а для работы газотурбинной установки необходимы большие значения данного параметра, то обычно осевые компрессоры изготавливают из ряда последовательно расположенных ступеней.

К наиболее распространенным формам проточных частей компрессоров относятся с постоянным внешним диаметром, с постоянным внутренним диаметром и с постоянным средним диаметром (рис. 4).

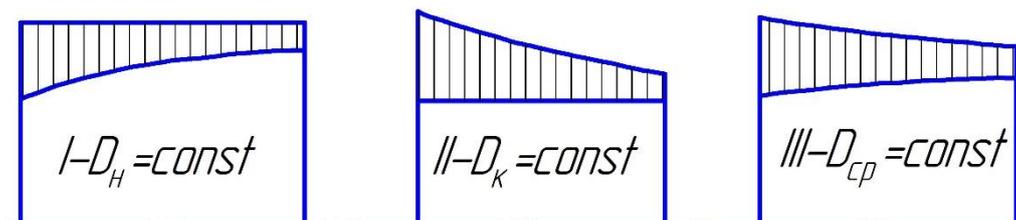


Рисунок 4. Конструктивные схемы проточной части

Тип I с постоянным наружным диаметром ( $D_n = const$ ) повсеместно принят в транспортных газотурбинных двигателях. Для него характерен рост напорности с увеличением номера ступени (благодаря повышению средней окружной скорости), минимальная масса по сравнению с другими типами, более крутое убывание высоты лопаток.

Для типа II с постоянным корневым диаметром ( $D_k = const$ ) свойственна более высокая технологичность корневой части рабочих лопаток и всего хвостового соединения (так как образуется цилиндр, а не конус, как при  $D_n = const$ ), увеличенная высота лопаток в последних ступенях по сравнению с типом I и соответственно их КПД.

Тип III с мало меняющимся средним диаметром ( $D_{cp} \approx const$ ) применяют нередко для первой группы ступеней, он имеет достоинства и недостатки типов I и II. [7]

### 2.3 Основные параметры решеток профилей лопаток

Решетка профилей образуется при сечении крыльчатки концентрической плоскостью с ее последующей разверткой (рис. 5). Профилем будет являться непосредственно сечение лопатки данной плоскостью.

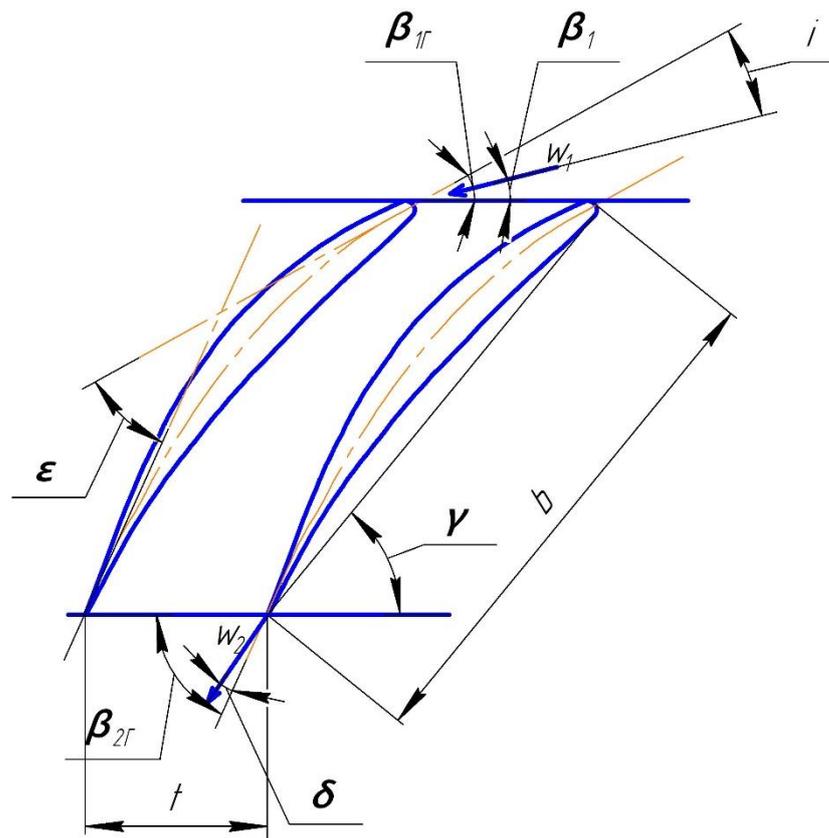


Рисунок 5. Геометрические параметры решетки профилей рабочих лопаток.

Типичные компрессорные профили имеют средние линии с мало изменяющейся кривизной, часто в виде дуги окружности (в дозвуковых ступенях). Решетка профилей характеризуется: хордой профиля  $b$ , шагом  $t$ , углом атаки  $i$ , углом отставания потока  $\delta$ , углом изгиба профиля  $\varepsilon$ , углом установки профиля  $\gamma$ .

Угол атаки определяется по формуле:

$$i = \beta_{1Г} - \beta_1, \quad (4)$$

где  $\beta_{1Г}$  – угол между касательной к средней линии и фронтом решетки у передней кромки профиля;

$\beta_1$  - поточный угол.

Угол изгиба профиля определяется выражением:

$$\varepsilon = \beta_{2Г} - \beta_{1Г}, \quad (5)$$

где  $\beta_{2Г}$  – угол между касательной к средней линии и фронтом решетки у задней кромки профиля.

Хорда профиля ( $b$ ) – это расстояние между двумя наиболее удаленными точками профиля.

Шагом решетки является расстояние между передними или задними кромками профилей. Часто используют понятие относительного шага, который определяется по формуле:

$$\bar{t} = t/b. \quad (6)$$

Наличие угла отставания потока  $\delta$  связано с тем обстоятельством, что решетка поворачивает поток на меньший угол, чем  $\varepsilon$ .

Углом установки профиля является угол между хордой и фронтом решетки.

Обычно угол отставания потока лежит в пределах:  $\delta \leq 4 \dots 6^\circ$ . Оптимальным относительным шагом для дозвуковых ступеней является:  $\bar{t} = 0,5 \dots 1,0$ . Угол атаки не должен превосходить критическое значение  $i_{кр}$ , при котором происходит срыв потока на выпуклой или вогнутой поверхности профиля. [7, 8]

## 2.4 Срывные и неустойчивые режимы работы ступени

Для понимания неустойчивых режимов работы необходимо рассмотреть треугольники скоростей (рис. 6) при различных значениях осевой составляющей абсолютной скорости потока перед рабочим колесом (которая зависит от расхода) при постоянной частоте вращения ротора ( $n = const$ ).

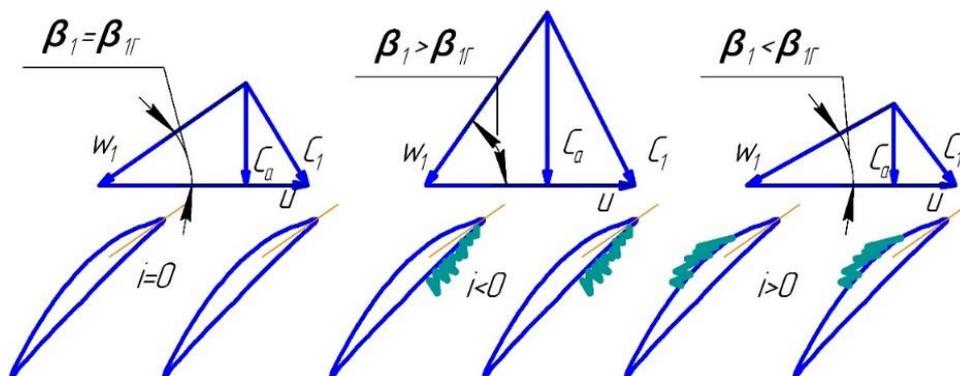


Рисунок 6. Схема обтекания венца при постоянных оборотах и расчетном и нерасчетных объемных расходах:

$w_1$  – относительная скорость потока газа перед рабочим колесом;  $C_1$  – абсолютная скорость потока газа перед рабочим колесом;  $C_a$  – осевая составляющая абсолютной скорости потока газа.

Из данных треугольников скоростей видно, что величина  $\beta_1$  существенно зависит от расхода. При отклонении скорости  $w_1$  от расчетного значения, то есть при увеличении угла атаки сверх некоторой величины, происходит срыв потока. При положительном угле атаки ( $i > 0$ ) срыв происходит на спинке профиля, при отрицательном ( $i < 0$ ) – на корытце.

Вследствие имеющихся отклонения в геометрии отдельных лопаток и некоторой асимметрии потока возникает срыв рабочего тела с какой-либо лопатки. При этом происходит резкое возрастание сопротивления межлопаточного канала, через который также снижается расход. Одновременно происходит смена углов атаки на соседних лопатках с дальнейшим перемещением срыва потока в канал с возросшим значением  $i$ . Далее образуется зона вращательного срыва, которая в рабочей решетке перемещается против вращения крыльчатки. Скорость вращения срыва зависит от числа лопаток, частоты вращения ротора и других факторов.

В ступенях с втулочным отношением  $\bar{d} > 0,75$  срывная зона захватывает всю высоту канала и занимает от  $1/3$  до  $1/2$  окружности колеса. При этом ступень переходит на срывной режим работы с пониженными значениями напора, расхода и КПД.

В ступенях с малым втулочным отношением  $\bar{d} \approx 0,5 \dots 0,6$  срыв захватывает сначала только периферийную часть лопатки, при этом образуется несколько зон срыва потока. Это приводит к падению напора и КПД, а скачка расхода не происходит.

Из вышесказанного следует, что срывы представляют собой сложные автоколебательные процессы, возникающие в проточной части компрессора в виде зон с нарушением характера течения. Опасным следствием такого процесса являются повышенные динамические нагрузки, действие которых на

лопаточных аппарат компрессора может привести к непосредственному разрушению лопастей.

Дальнейшее развитие вращающегося срыва в ступени приводит к помпажу компрессора. Он характеризуется автоколебаниями производительности и давления, сопровождающимися падением КПД, изменением потребляемой мощности, вибрациями и шумовыми эффектами. Воздушный поток в компрессоре резко меняет свое направление и образуются турбулентные завихрения, давление на входе начинает превосходить давление на выходе и образуются обратные течения воздушных масс.

В случае наступления помпажа необходимо остановить агрегат, поскольку это единственный способ прекратить данный процесс, при котором возникают опасные для всего агрегата перегрузки.

## **2.5 Изменение параметров потока по радиусу лопаточного венца**

Прежде всего пропорционально радиусу меняется окружная скорость, кроме того меняются, но по более сложным законам, абсолютная скорость и относительная. Изменение  $c_1$  и  $w_1$  в общем случае происходит не только из-за изменения окружной скорости, но, главным образом, вследствие изменения давления вдоль радиуса. Дело в том, что воздух, проходя через направляющий аппарат, расположенный на входе в компрессор, а также через лопатки рабочего колеса и направляющего аппарата, получает закрутку. В результате на выходе из последнего частица воздуха приобретает вращательное движение со скоростью, равной тангенциальной составляющей абсолютной скорости ( $c_u$ ). Это в свою очередь приводит к возникновению центробежной силы, направленной от центра к периферии. Поэтому на периферийной части лопаток давление становится больше, чем у втулки, и в соответствии с уравнением Бернулли абсолютная скорость на периферийной части становится меньше, чем у корня лопаток.

Для создания высокоэффективных компрессоров необходимо знать закон изменения треугольников скоростей потока по высоте лопаток. Это даст

возможность определить оптимальную форму лопаток для бесрывного их обтекания и уменьшения гидравлических потерь. [10]

Однозначная связь между законами изменения окружной и осевой компонент абсолютной скорости представлена в следующем выражении:

$$\frac{1}{2} \left( \frac{dc_u^2}{dr} + \frac{dc_a^2}{dr} \right) + \frac{c_u^2}{r} = 0. \quad (7)$$

Для определения  $c_u$  и  $c_a$  из этого уравнения необходимо замыкающее соотношение, которое называется законом закрутки. Рассмотрим два наиболее применяемый в практике расчета осевых компрессоров законов закрутки: закон постоянства циркуляции по радиусу ( $c_u r = const$ ) и закон постоянства степени реактивности ( $\rho_k = const$ ).

Наибольшее распространение в практике проектирования осевых компрессоров получил закон, основанный на представлении о безвихревом течении воздуха в сечениях перед и за рабочим колесом (закон постоянной циркуляции). Работа, совершаемая потоком на всех радиусах, будет постоянной.

Коэффициент напора  $\bar{h}_t$  изменяется при этом обратно пропорционально квадрату радиуса, и у лопаток с малым втулочным отношением корневые сечения могут оказаться перегруженными даже при умеренном значении коэффициента напора в среднем сечении.

Изменение относительной скорости потока перед колесом по радиусу происходит только за счет изменения окружной скорости, а изменение относительной скорости потока за колесом — не только из-за изменения окружной скорости, но главным образом из-за влияния центробежных сил в зазоре между колесом и направляющим аппаратом. В результате происходит значительное изменение углов набегания потока на лопатки и соответствующее изменение формы профиля в корне и на периферии лопаток. В периферийной части лопаток угол поворота потока значительно меньше, чем в корневой, поэтому на периферии профиль сечения меньше изогнут, чем у корня лопаток. На рисунке 7 изображена лопатка рабочего колеса (вид сверху).

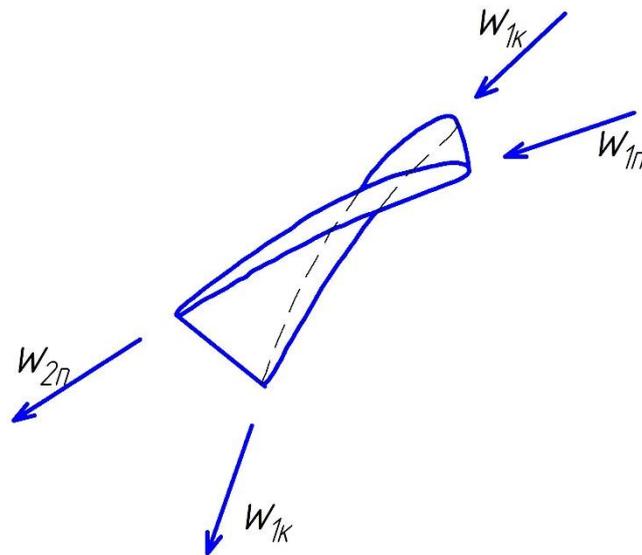


Рисунок 7. Вид на лопатку рабочего колеса сверху при использовании закона постоянства циркуляции по радиусу:

$w_{1k}$  и  $w_{1n}$  – относительные скорости потока перед колесом в корневом и периферийном сечениях соответственно;  $w_{2k}$  и  $w_{2n}$  – за колесом.

Видно, что в целях осуществления бесрывного обтекания (сечения профилей должны быть ориентированы к соответствующим скоростям) лопатки должны быть не постоянного сечения, а закрученными относительно корня.

Обычно этот закон применяют для не очень длинных лопаток. Это объясняется сильным увеличением степени реактивности по высоте лопаток. При длинных лопатках, соответствующих относительному диаметру втулки  $\bar{d} = 0,4 \dots 0,5$  степень реактивности на периферии лопаток приближается к единице, а в корневой части может стать существенно отрицательной (т. е. в корневой части лопаток воздух не сжимается, а расширяется). Кроме того, при малых значениях втулочного отношения увеличивается разница между углами поворота потока в корневой и периферийной части рабочих лопаток. В результате этого лопатки получаются сильно перекрученными, не технологичными. Все это приводит к ограничению применения данного закона для длинных лопаток.

Практически закон постоянной циркуляции применяется для ступеней с относительным диаметром втулки  $\bar{d} \geq 0,6$ . [10]

Закон постоянства степени реактивности характеризуется условием  $\rho_k = const$ . Так как при этом законе осевые скорости на входе и выходе из ступени неодинаковы, действительная степень реактивности ступени по радиусу непостоянная, однако это изменение незначительно. В данном случае углы установки профилей по радиусу изменяются слабее, чем при законе постоянной циркуляции. Однако здесь имеет место значительное изменение осевой составляющей скорости по радиусу, увеличивающееся с ростом  $\bar{h}_t$ , что ограничивает напорность ступени. [11]

Для обеспечения заданного профилирования (изменения треугольников скоростей вдоль радиуса) необходимо выбрать соответствующую форму профиля лопаток, определить их количество и густоту решеток.

## 2.6 Аэродинамические силы в лопатке осевого компрессора

Для начала, перед рассмотрением аэродинамических сил, необходимо разобраться с понятием циркуляции. В общем случае циркуляцией является сумма произведений длин отрезков некоторого произвольного контура и проекций на эти отрезки соответствующих скоростей движения жидкости (рис. 8).

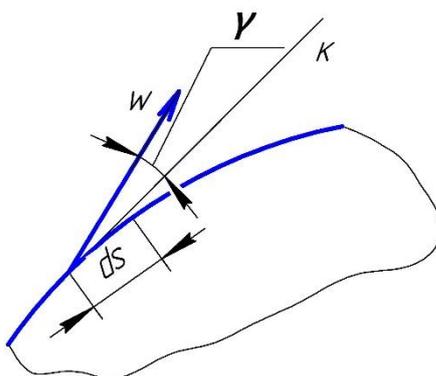


Рисунок 8. К определению циркуляции по контуру:

К – касательная.

Циркуляция определяется выражением:

$$\Gamma = \oint W \cos \gamma ds, \quad (8)$$

где  $W$  – скорость движения жидкости;

$\gamma$  – угол между вектором скорости и касательной к произвольному контуру;

$ds$  – длина произвольного отрезка контура.

В начальный момент обтекания профиля имеет место бесциркуляционное течение (рис. 9а), при котором величина и направление скорости потока при входе и выходе из решетки одинаковы. В точке А скорость течения равна нулю. Здесь поток разделяется на две части, обтекающие профиль. В точке Б скорость течения также равна нулю. Точки А и Б называются соответственно передней и задней критическими точками. Однако уже в следующий момент происходит отрыв потока, обтекающего острую заднюю кромку (рис. 9б), так как плавное обтекание ее невозможно, как невозможно появление бесконечно больших скоростей при течении по кривым с очень малым радиусом.

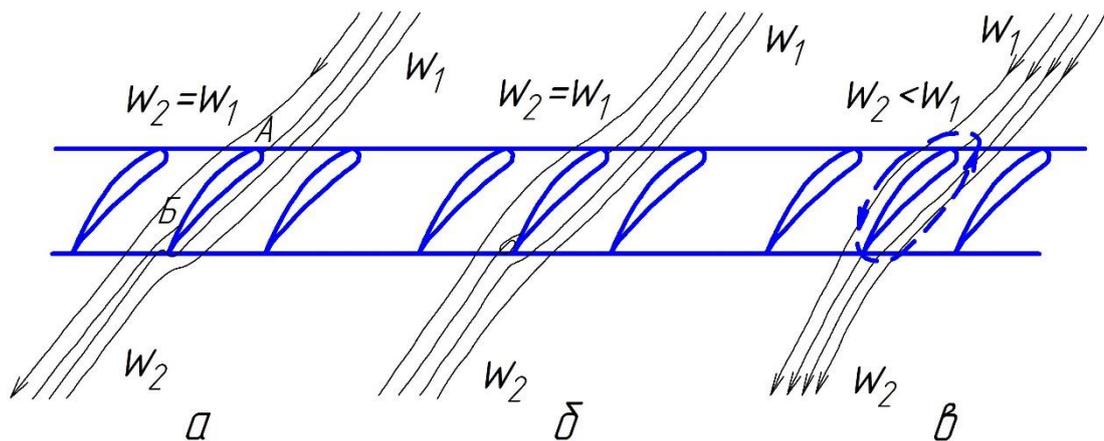


Рисунок 9. К образованию циркуляции вокруг профиля в решетке

Оторвавшаяся часть потока, непосредственно примыкающая к профилю, сворачивается в вихрь и уносится потоком. При этом вокруг профиля происходит такое перераспределение скоростей, что задняя критическая точка Б на верхней поверхности профиля смещается вниз по потоку. Это соответствует увеличению скорости течения потока над профилем и уменьшению под ним: на поступательный поток накладывается возникший вокруг профиля циркуляционный поток (рис. 9в). На верхней поверхности профиля скорости увеличиваются, а на нижней – уменьшаются. Согласно уравнению Бернулли, при

этом происходит уменьшение давления над профилем и увеличение под ним, что приводит к возникновению подъемной силы. [12]

Выделим малый по высоте участок ступени  $\Delta r$ , который принято называть элементарной ступенью. Изобразим для нее развертку рабочего колеса (рис. 10). При известных параметрах потока силы, действующие на лопатки, и работа, затрачиваемая на его вращение, могут быть определены с помощью теоремы Эйлера в предположении установившегося движения. Выделим в потоке объем, ограниченный контрольной плоскостью, состоящей из поверхностей тока 1-2 и 2'-1', отстоящих друг от друга на величину шага решетки  $t$ , и двух поверхностей 1-1' и 2-2', параллельных фронту решетки и расположенных на таком расстоянии, чтобы было можно пренебречь неравномерностью потока. Обозначим для аэродинамической силы  $P$ , действующей на лопатку, окружную и осевую составляющие -  $P_u$  и  $P_a$ . Сила, с которой лопатка воздействует на поток ( $P'$ ), равна по величине и противоположна по направлению силе  $P$ .

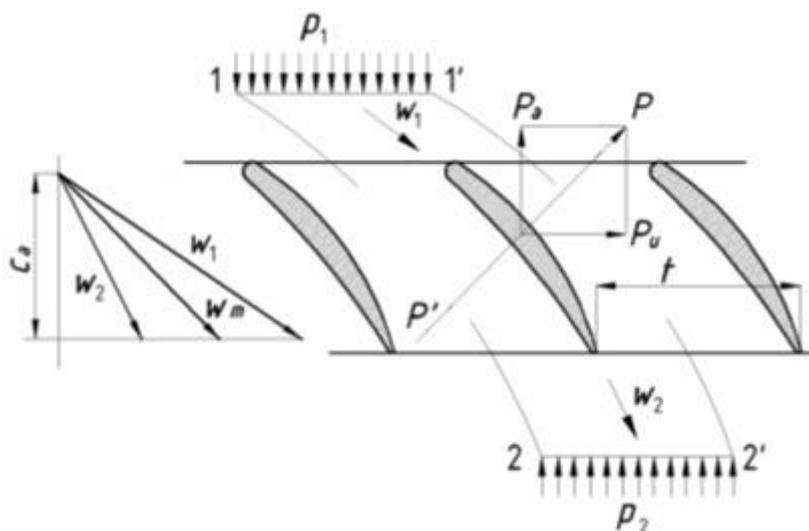


Рисунок 10. К определению усилий на лопатках рабочего колеса

Согласно теореме Эйлера, сумма всех сил, действующих на выделенный объем воздуха, равна разности количеств движения потоков, вытекающих и втекающих в этот объем в единицу времени.

Из рассмотрения следует, что силы, действующие на поверхностях 1-2 и 2'-1', компенсируют друг друга, а расход через них равен нулю. Рассматривая проекции этих сил в окружном и осевом направлениях, можно получить:

$$\begin{cases} P_u = \Delta G(w_{1u} - w_{2u}), \\ P_a = (P_2 - P_1)F + \Delta G(c_{2a} - c_{1a}), \end{cases} \quad (9)$$

где  $\Delta G$  – массовый расход через выделенный объем,  $F = F_{1-1'} = F_{2-2'} = \Delta r t$ ,

$w_{1u}$  и  $w_{2u}$  – тангенциальные составляющие относительной скорости потока воздуха перед и за рабочим колесом соответственно;

$P_1$  и  $P_2$  – давления потока воздуха перед и за рабочим колесом соответственно;

$F$  – площадь межлопаточного канала.

Согласно уравнению неразрывности:

$$\Delta G = c_{1a} \cdot \rho_1 \cdot F, \quad (10)$$

где  $\rho_1$  – плотность потока воздуха перед входом в рабочее колесо.

Если число лопаток колеса равно  $z_k$ , то:

$$t = \frac{2\pi r}{z_k}, \quad (11)$$

где  $r$  – радиус элементарной ступени.

Тогда силы, действующие на единицу длины лопатки, будут равны:

$$\begin{cases} P_u = \frac{P_u}{\Delta r} = c_{1a} \cdot \rho_1 \cdot \Delta w_1 \frac{2\pi r}{z_k}, \\ P_a = \frac{P_a}{\Delta r} = \frac{2\pi r}{z_k} [(P_2 - P_1) + c_{1a} \cdot \rho_1 (c_{2a} - c_{1a})]. \end{cases} \quad (12)$$

Данные соотношения используются при расчетах лопаток компрессоров на прочность.

В предположении, что  $c_{2a} = c_{1a}$  (идеальная несжимаемая жидкость) для относительного движения, из уравнения Бернулли можно получить:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \frac{w_{1u}^2 - w_{2u}^2}{2} \quad (13)$$

$$\text{или } p_2 - p_1 = \frac{\rho}{2} (w_{1u} - w_{2u})(w_{1u} + w_{2u}) = \rho \cdot w_{tu} \cdot \Delta w_u, \quad (14)$$

где  $w_{mu}$  – тангенциальная составляющая средней относительной скорости потока в рабочем колесе.

Кроме того, из (12), с учетом (13) и (14), можно получить:

$$\begin{cases} P_u = \rho_1 \cdot t \cdot \Delta r \cdot \Delta w_u \cdot c_a, \\ P_a = \rho_1 \cdot t \cdot \Delta r \cdot \Delta w_u \cdot w_{mu}. \end{cases} \quad (15)$$

Зная проекции силы, можно найти и ее суммарную величину:

$$P = \sqrt{P_u^2 + P_a^2} = \rho \cdot w_m \cdot \Gamma, \quad (16)$$

где величина  $\Gamma = t \cdot \Delta w_u \cdot \Delta r$  – циркуляция скорости вокруг одного профиля в решетке. [13]

Это выражение и представляет собой классическую теорему Жуковского, которая гласит, что сила давления невихревого потока на крыло равна произведению плотности газа, скорости газа, циркуляции скорости потока. Направление действия данной подъемной силы получается поворотом вектора скорости набегающего потока на прямой угол против циркуляции.

Непосредственно подъемная сила и является той силой, с которой поток оказывает давление на лопатки осевого компрессора и вызывает их деформацию, изгибающие и скручивающие напряжения.

## 2.7 Методы исследования

Для исследования влияния аэродинамических сил на напряженно-деформированное состояние лопатки осевого компрессора в данном исследовании используется метод конечных элементов (МКЭ).

Данный метод является численной процедурой решения задач, сформулированных в виде дифференциального уравнения с частными производными, а также интегральными уравнениями, возникающими при решении задач прикладной физики. Компоненты решения в узлах являются степенями свободы. В качестве степеней свободы могут быть использованы как узловые значения неизвестной функции, так и ее производные по пространственным координатам в узлах. Метод широко используется для

решения задач гидродинамики, теплообмена, электродинамики, механики деформируемого твердого тела.

Процесс конечно-элементного анализа включает определенную последовательность шагов:

- Дискретизация области: построение сетки, задание материала элементов. Область, на которой решается задача, покрывается непересекающимися подобластями простого типа, которые называются конечными элементами. Множество элементов разбитой исследуемой области называется конечно-элементной сеткой (рис. 11). Вершины конечных элементов являются узлами, которые предназначены для описания геометрии элемента. Компоненты решения в узле называются степенями свободы. В зависимости от рассматриваемых задач число степеней свободы в узле различно.

- Выбор базисных функций, которые чаще всего выбираются в виде полиномов, поэтому пространство, на котором ищется решение, является пространством кусочно-полиномиальных функций;

- Далее составляется система линейных алгебраических уравнений и вводятся граничные условия в систему уравнений;

- Осуществление решения системы уравнений;

- Определение в элементах расчетных параметров, которые являются производными от неизвестных функций (скорости, деформации и т.д.). [14]

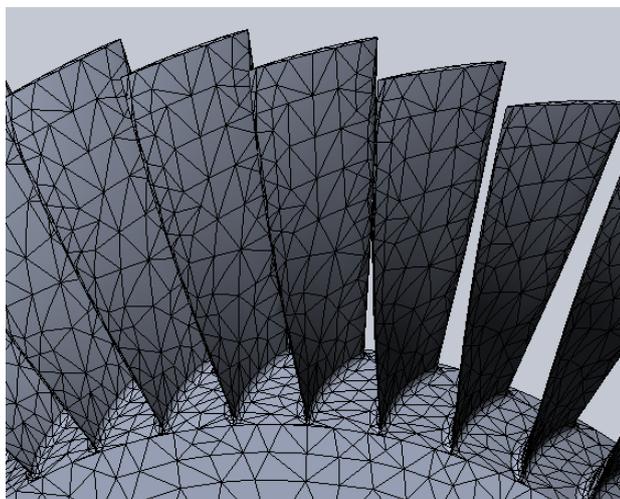


Рисунок 11. Создание конечно-элементной сетки при прочностном расчете крыльчатки осевого компрессора

Выбор типа, формы и размера конечного элемента зависит от вида напряжённо-деформированного состояния, формы и нагрузки исследуемого тела. Стержневой конечный элемент используется для моделирования одноосного напряжённого состояния при растяжении-сжатии, а также в задачах о кручении или изгибе. Плоский (двумерный) конечный элемент в виде треугольной или четырёхугольной пластины используется для моделирования плоского напряжённого или плоского деформированного состояния. Объёмный (трёхмерный) конечный элемент в виде тетраэдра или призмы служит для анализа объёмного напряжённого состояния. Конечный элемент в форме кольца применяется в случае осесимметричного напряжённого состояния. В тех зонах деформируемого тела, где ожидаются большие градиенты напряжений, нужно применять более мелкие конечные элементы или элементы большего порядка. [15]

Способ разбивки рассматриваемой области на конечные элементы, их число и число степеней свободы, а также вид аппроксимирующих функций в конечном итоге определяют точность расчета конструкции.

## **2.8 Используемые пакеты прикладных программ**

Для создания графического материала использовалась программа КОМПАС-3D.

КОМПАС-3D - система трехмерного проектирования, ставшая стандартом для тысяч предприятий, благодаря сочетанию простоты освоения и легкости работы с мощными функциональными возможностями твердотельного и поверхностного моделирования.

Ключевой особенностью продукта является использование собственного математического ядра С3D и параметрических технологий, разработанных специалистами АСКОН.

КОМПАС-3D обеспечивает поддержку наиболее распространенных форматов 3D-моделей (STEP, ACIS, IGES, DWG, DXF), что позволяет

организовывать эффективный обмен данными со смежными организациями и заказчиками, использующими любые CAD / CAM / CAE-системы в работе. [16]

Для моделирования твердотельной модели крыльчатки использовалась программа SolidWorks.

Базовые конфигурации SolidWorks применяются для разработки изделий любой степени сложности и назначения, включая сложные сборки, механизмы, оснастку, промышленные объекты, металлоконструкции, коммуникации, изделия из листового материала, электротехнику и пр.

Внедрение технологий SolidWorks позволяет обеспечить высокий уровень конкурентоспособности российских предприятий на мировом и внутреннем рынке, при этом обеспечивается:

- сокращение сроков разработки на 30-50%;
- сокращение затрат на этапе разработки изделия до 50%;
- сокращение количества ошибок на этапе проектирования на 60-90%;
- усиление эстетической привлекательности изделия;
- возможность разработки принципиально новых, инновационных изделий.

Семейство модулей SolidWorks Flow Simulation предназначено для проведения газо- и гидродинамического анализа. Использование данного модуля позволяет:

- создавать анимацию трехмерных линий тока с различными представлениями;
- получать распределение любой характеристики вдоль любой кривой и передавать результаты в MS Excel;
- отображать результаты в точках, определяемых пользователем;
- получать автоматизированный отчет в MS Word;
- импортировать результаты исследований (давления на стенках, сдвиговые усилия и др.) в SolidWorks Simulation для выполнения прочностных статических и динамических исследований на основе метода конечных элементов (МКЭ). [17]

### 3. Расчеты и аналитика

#### 3.1 Разработка модели крыльчатки

Для проведения моделирования влияния потока воздуха на напряженно-деформированное состояние крыльчатки осевого компрессора необходимо построить 3D модель лопатки.

Согласно источнику [18] для профилирования лопасти сначала необходимо произвести газодинамический расчет ступеней компрессора по среднему радиусу. Далее на основе полученных результатов следует рассчитать значения всех необходимых параметров по радиусу каждой ступени, затем построить решетки профилей лопаток.

На практике реальное течение воздушных масс в компрессоре является пространственным, периодически неустановившимся течением вязкого сжимаемого газа, математическое моделирование которого в строгой постановке задачи в настоящее время практически невозможно.

Для получения инженерных результатов реальное течение рассматривается обычно как установившееся, осесимметричное (без радиальных составляющих скорости при движении по соосным цилиндрическим поверхностям), при постоянстве по радиусу гидравлических потерь.

В [18] определены параметры по радиусу лопатки с применением комбинированного закона закрутки (как рекомендованного для первых ступеней осевого компрессора):

$$C_{1u} = Ar, \quad (17)$$

$$C_{2u} = Ar + \frac{D}{r}, \quad (18)$$

где  $C_{1u}$  и  $C_{2u}$  – окружные составляющие скорости воздуха перед и за рабочим колесом соответственно, м/с;

$r$  – радиус ступени, м;

$A$  и  $D$  – коэффициенты, которые могут быть найдены по следующим формулам:

$$A = \frac{C_{1u_{cp}}}{r_{cp}}, \quad (19)$$

$$D = \frac{H_{T_{cp}}}{u_{cp}} r_{cp}, \quad (20)$$

где  $C_{1u_{cp}}$  – окружная составляющая скорости воздуха на среднем радиусе крыльчатки, м/с;

$r_{cp}$  – значение среднего радиуса, м;

$H_{T_{cp}}$  – теоретический напор ступени на среднем радиусе, м;

$u_{cp}$  – окружная скорость рабочего колеса на среднем радиусе, м/с.

На основе полученных данных рассчитаны необходимые геометрические параметры профилей лопатки для трех сечений (корневое, среднее, периферийное), так как лопатка имеет изогнутость и переменный профиль в результате применения комбинированного закона закрутки лопатки.

В качестве исходного аэродинамического профиля для дозвуковой ступени компрессора принят симметричный профиль ( $y_{cp} = y_k$ ) А-40 с расположением относительной максимальной толщины профиля на расстоянии 40% длины хорды от входной кромки профиля (рис. 12).

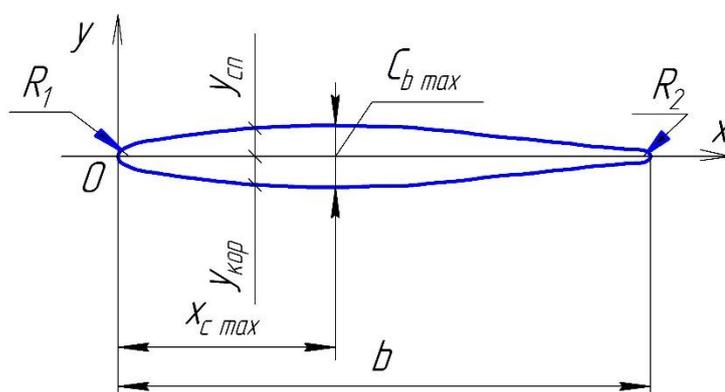


Рисунок 12. Аэродинамический профиль А-40:

$R_1$  – радиус входной кромки профиля;  $R_2$  – радиус выходной кромки профиля;  $b$  – хорда;  $x_{c_{max}}$  – абсцисса расположения наибольшей толщины профиля;  $c_{b_{max}}$  – максимальная толщина профиля;  $y_{cp}$  и  $y_k$  – соответственно

ордината точки профиля спинки и корытца относительно средней линии профиля.

Далее путем пересчета координат исходного профиля в координаты рассчитанного профиля строят сечения лопатки (рис. 13).

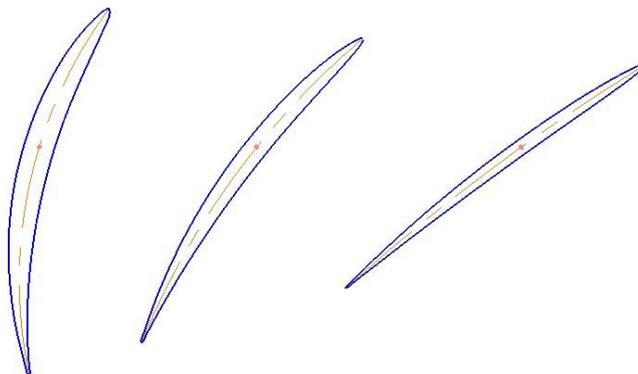


Рисунок 13. Корневое, среднее и периферийное сечения лопатки  
соответственно

Затем по данным сечениям строится 3D модель пера лопатки в программном комплексе SolidWorks, где при помощи кругового массива создается модель крыльчатки осевого компрессора (рис. 14).

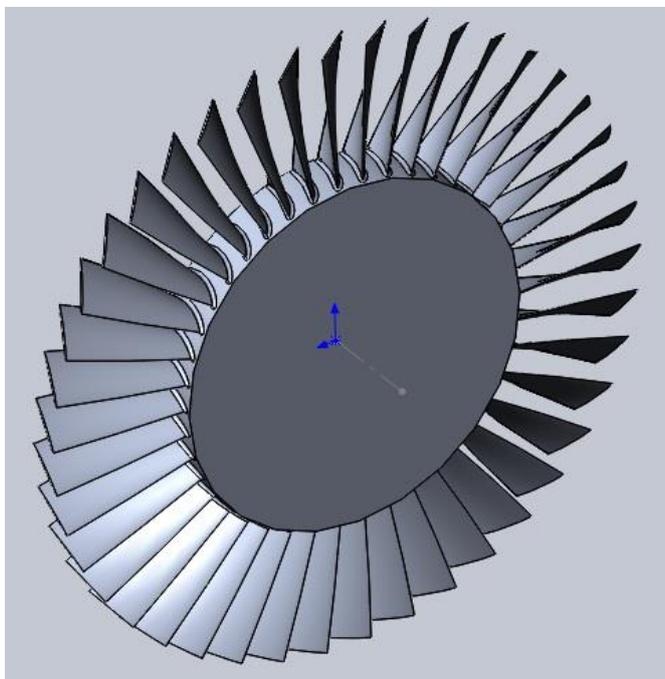


Рисунок 14. Модель крыльчатки осевого компрессора

По рекомендациям [19] в качестве материала для разработанной модели крыльчатки выбираем сталь 20Х13 (коррозионностойкая жаропрочная).

### 3.2 Выполнение прочностных расчетов

Для моделирования работы крыльчатки использовался программный комплекс SolidWorks.

Для моделирования течения потока воздуха через крыльчатку использовался компонент Flow Simulation, позволяющий произвести газодинамический анализ модели. При этом расчетными частотами вращения ротора приняты следующие значения: 3500, 7000, 10500, 14000, 17500 и 21000 оборотов в минуту. Иллюстрация течения потока воздуха через крыльчатку изображена на рисунке 15.

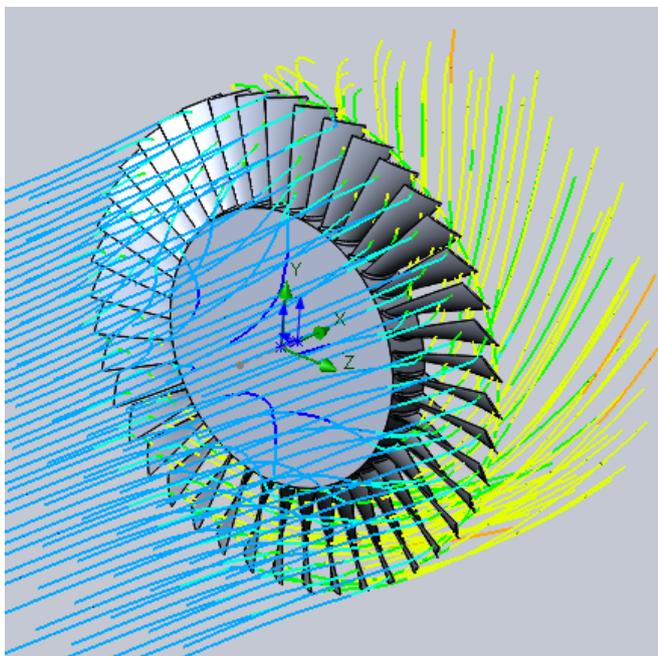


Рисунок 15. Процесс работы крыльчатки компрессора

Далее производим импорт результатов из Flow Simulation в Simulation для осуществления прочностного статического исследования с целью определения напряженно-деформированного состояния крыльчатки под действием аэродинамических сил.

Проводим разбивку модели крыльчатки на конечно-элементную сетку (рис. 16) и осуществляем исследование.

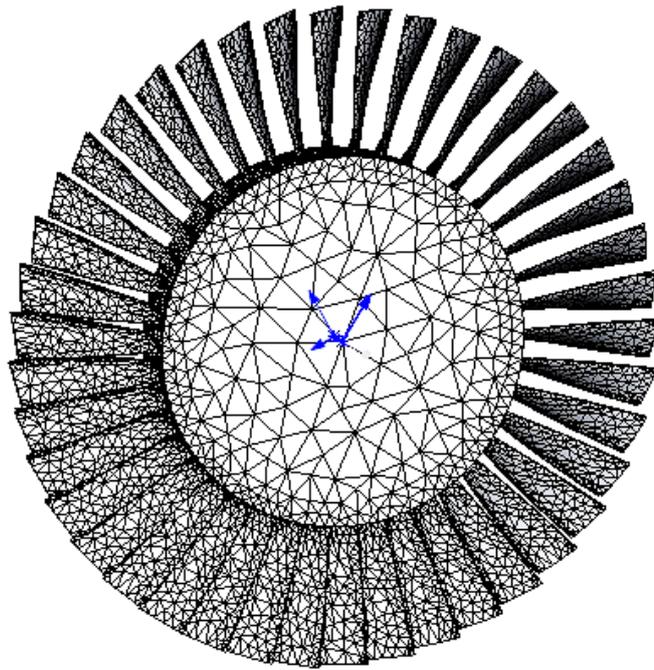


Рисунок 16. Конечно-элементная сетка модели крыльчатки

Выходными данными для каждого из режимов стали картина напряжений по Мизесу (рис. 17) и картина деформация крыльчатки компрессора (рис. 18).

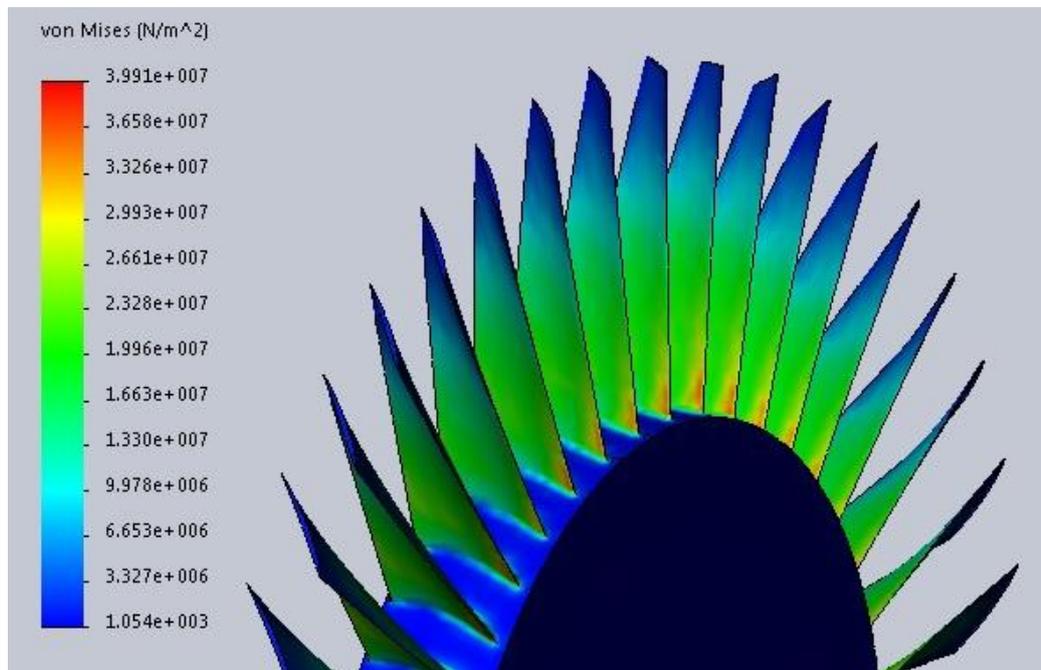


Рисунок 17. Картина напряжений по Мизесу при частоте вращения ротора компрессора 10500 об/мин.

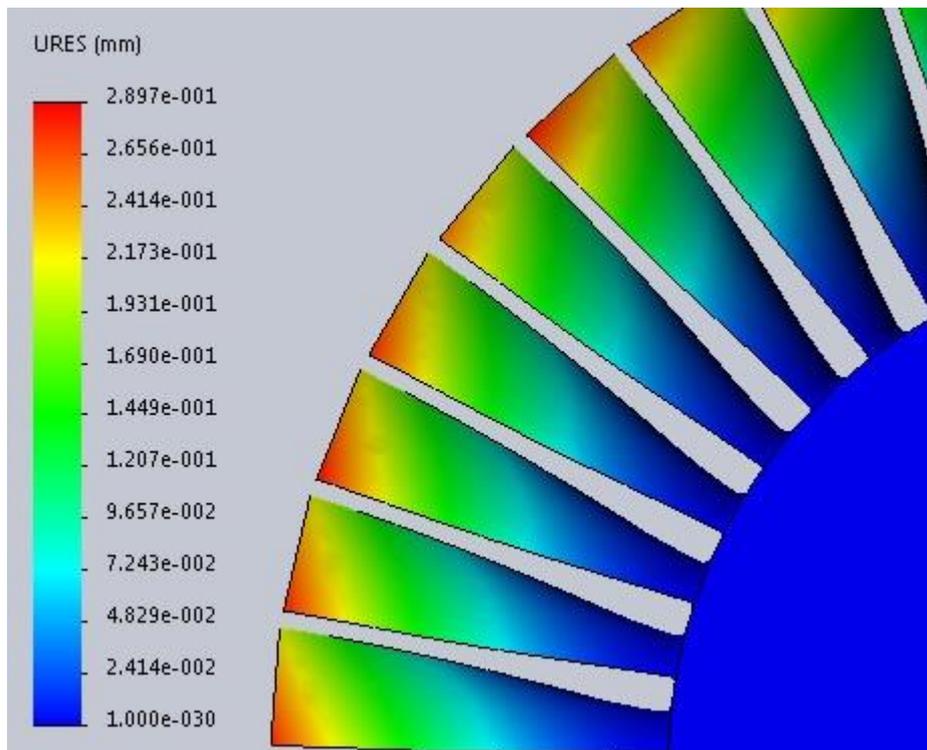


Рисунок 18. Картина деформация крыльчатки при частоте вращения ротора компрессора 10500 об/мин.

По результатам проведенных моделирований и исследований были построены диаграммы максимальных напряжений и деформация для крыльчатки при заданных частотах вращения ротора (рис. 19 и рис.20).

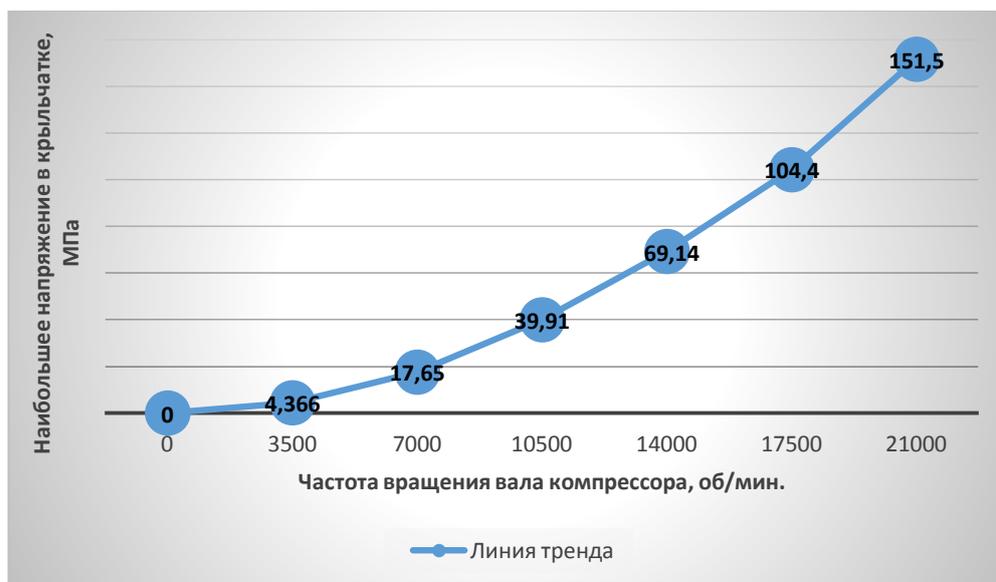


Рисунок 19. Диаграмма зависимости напряжений крыльчатки от частоты вращения вала компрессора

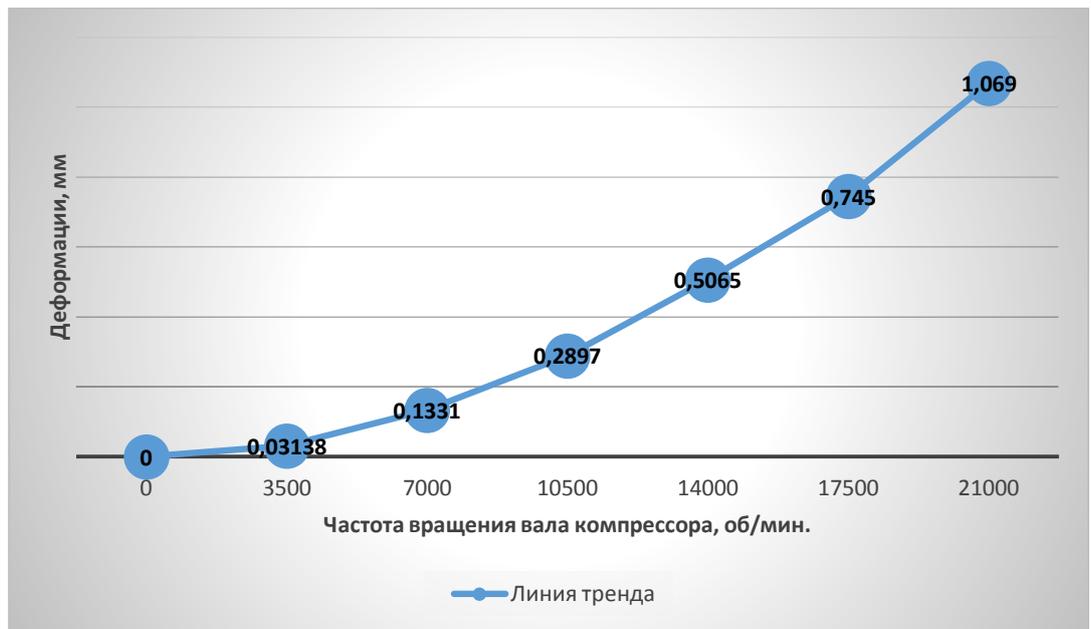


Рисунок 20. Диаграмма зависимости деформаций крыльчатки от частоты вращения вала компрессора

Так как газотурбинная установка будет использоваться в качестве привода для газоперекачивающего агрегата на газоконденсатном месторождении, являющимся опасным производственным объектом, то проектирование ее деталей обычно осуществляют с некоторым запасом прочности. Обычно для лопатки, испытывающей статические нагрузки, коэффициент запаса прочности равен двум. Предельно допустимое напряжение для лопатки осевого компрессора найдем по формуле:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{n}, \quad (21)$$

где  $[\sigma]$  – предельно допустимое напряжение для лопатки, МПа;

$\sigma_{\text{пред}}$  – предельное напряжение для материала лопатки, МПа;

$n$  – нормативный коэффициент запаса прочности.

С учетом того, что при определении напряжений по Мизесу предел текучести используется в качестве предельного напряжения, определим предельно допустимое напряжения для лопатки осевого компрессора:

$$[\sigma] = \frac{390}{2} = 195 \text{ МПа.} \quad (22)$$

Анализируя диаграмму напряжений по Мизесу (рис. 19), можно подчеркнуть, что даже при частоте ротора 21000 об/мин, превышающей номинальную, максимальное напряжение не выходит за пределы предельно допустимого напряжения для лопатки ( $151,1 \text{ МПа} < 195 \text{ МПа}$ ). Таким образом можно сделать вывод о том, что прочность лопатки обеспечивается.

## 4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

### 4.1 SWOT-анализ

В первом этапе обычно описываются сильные и слабые стороны проекта, а также возможности и угрозы для реализации проекта, которые проявились или могут появиться в его внешней среде.

Результаты первого этапа SWOT-анализа смотри в приложении Б таблица 1.

Второй этап заключается в выявлении соответствия сильных и слабых сторон проекта внешним условиям окружающей среды. Это соответствие или несоответствие должны помочь выявить степень необходимости проведения стратегических изменений.

Интерактивная матрица проекта представлена в табл. 1, табл. 2, табл. 3, табл. 4.

Таблица 1. Интерактивная матрица возможностей и сильных сторон проекта

Сильные стороны проекта						
Возможности проекта		С1	С2	С3	С4	С5
	В1	0	-	-	0	+
	В2	-	-	0	+	+
	В3	-	-	+	0	0
	В4	-	-	0	+	+
	В5	-	+	+	-	0

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и сильные стороны проекта: В1С5, В2С4С5, В3С3, В4С4С5, В5С2С3.

Таблица 2. Интерактивная матрица возможностей и слабых сторон проекта

Слабые стороны проекта						
Возможности проекта		Сл1	Сл2	Сл3	Сл4	Сл5
	В1	-	0	-	-	-
	В2	-	-	-	-	-
	В3	-	+	0	-	-
	В4	-	-	+	-	-
	В5	-	-	-	-	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и слабые стороны проекта: В3Сл2, В4Сл3.

Таблица 3. Интерактивная матрица угроз и сильных сторон проекта

Сильные стороны проекта						
Угрозы проекта		С1	С2	С3	С4	С5
	У1	-	-	-	-	-
	У2	0	0	-	-	+
	У3	-	+	+	-	-
	У4	-	-	+	-	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и сильные стороны проекта: У2С5, У3С2С3, У4С3.

Таблица 4. Интерактивная матрица угроз и слабых сторон проекта

Слабые стороны проекта						
Угрозы проекта		Сл1	Сл2	Сл3	Сл4	Сл5
	У1	+	+	+	-	+
	У2	+	0	-	-	+
	У3	+	-	-	-	0
	У4	+	+	+	-	+

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и слабые стороны проекта: У1Сл1Сл2Сл3Сл5, У2Сл1Сл2Сл5, У3Сл1Сл2Сл3Сл5, У4Сл1Сл2Сл3Сл5.

В рамках третьего этапа составляем итоговую матрицу SWOT-анализа [смотри приложение В таблицу 2].

## 4.2 Планирование научно-исследовательских работ

### 4.2.1 Структура работ в рамках научного исследования

Планирование комплекса предполагаемых работ осуществляется в следующем порядке:

- определение структуры работ в рамках научного исследования;
- определение участников каждой работы;
- установление продолжительности работ;
- построение графика проведения научных исследований.

По каждому виду запланированных работ устанавливается соответствующая должность исполнителей.

В данном разделе составим список этапов и работ в рамках проведения научного исследования, проведем распределение исполнителей по категориям работ.

Порядок составления этапов и работ, распределение исполнителей по данным видам работ приведен в табл. 5.

Таблица 5. Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель
Выбор направления исследований	2	Выбор направления исследований	Руководитель
	3	Подбор и изучение литературы по теме	Дипломник
	4	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, дипломник
Теоретические и экспериментальные исследования	5	Поиск необходимых параметров для построения модели и проведения процесса симуляции	Дипломник
	6	Построение модели лопатки осевого компрессора и проведение исследования	Дипломник
Обобщение и оценка результатов	7	Оценка результатов исследования	Руководитель, дипломник
Оформления отчета по исследовательской работе	8	Составление пояснительной записки	Руководитель, дипломник

#### 4.2.2 Определение трудоемкости выполнения работ

В большинстве случаев основную часть стоимости разработки образуют трудовые затраты, поэтому важно определить трудоемкость работ для каждого из участников научного исследования.

Трудоемкость выполнения научного исследования оценивается в человеко-днях и носит вероятностный характер, т.к. зависит от множества трудно учитываемых факторов. Для определения ожидаемого (среднего) значения трудоемкости  $t_{ожі}$  применяется следующая формула:

$$t_{ожі} = \frac{3t_{mini} + 2t_{maxi}}{5}, \quad (23)$$

где  $t_{ожі}$  – ожидаемая трудоемкость выполнения  $i$ -ой работы чел.-дн.;

$t_{mini}$  – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной  $i$ -ой работы (оптимистическая оценка: в предположении наиболее благоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.;

$t_{maxi}$  – максимально возможная трудоемкость выполнения заданной  $i$ -ой работы (пессимистическая оценка: в предположении наиболее неблагоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.

На основе ожидаемой трудоемкости работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях  $T_p$ , которая учитывает параллельность выполнения работ несколькими исполнителями. Данное вычисление необходимо для обоснованного расчета заработной платы, так как удельный вес зарплаты в общей сметной стоимости научных исследований составляет около 65 %.

$$T_{pi} = \frac{t_{ожі}}{Ч_i}, \quad (24)$$

где  $T_{pi}$  – продолжительность одной работы, раб. дн.;

$t_{ожі}$  – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел.-дн.;

$Ч_i$  – численность исполнителей, выполняющих одновременно одинаковую работу на данном этапе, чел.

#### 4.2.3 Разработка графика проведения научного исследования

Наиболее наглядной и удобной формой графика проведения научного исследования является диаграмма Ганта. Данная диаграмма является горизонтальным ленточным графиком, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ. Для удобства построения графика, длительность каждого из этапов работ необходимо перевести из рабочих дней в календарные дни по следующей формуле:

$$T_{ki} = T_{pi} * k_{\text{кал}}, \quad (25)$$

где  $T_{ki}$  – продолжительность выполнения  $i$ -й работы в календарных днях;

$T_{pi}$  – продолжительность выполнения  $i$ -й работы в рабочих днях;

$k_{\text{кал}}$  – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности определяется по формуле:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}}, \quad (26)$$

где  $T_{\text{кал}} = 365$  – количество календарных дней в году;

$T_{\text{вых}} = 104$  – количество выходных дней в году;

$T_{\text{пр}} = 14$  – количество праздничных дней в году.

$$k_{\text{кал}} = \frac{365}{365 - 104 - 14} = 1,48, \quad (27)$$

Рассчитанные значения в календарных днях по каждой работе  $T_{ki}$  округляем до целого числа. Все рассчитанные значения сведены в таблицу 8.

Таблица 6. Временные показатели проведения научного исследования

Название работы	Трудоемкость работ			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях, $T_{pi}$	Длительность работ в календарных днях, $T_{ki}$
	$t_{min}$ , чел-дни	$t_{max}$ , чел-дни	$t_{ож}$ , чел-дни			
Составление и утверждение технического задания	1	4	2,2	Руков.	2	3
Выбор направления исследования	6	9	7,2	Руков.	7	11
Подбор и изучение литературы по теме	10	14	11,6	Дипл.	12	18
Календарное планирование работ по теме	2	4	2,8	Руков. дипл.	1	2
Поиск необходимых параметров для построения модели и проведения процесса симуляции	7	14	9,8	Дипл.	10	15
Построение модели лопатки осевого компрессора и проведение исследования	10	21	14,4	Дипл.	14	21
Оценка результатов исследования	7	9	7,8	Руков. дипл.	4	6
Составление пояснительной записки	7	14	9,8	Руков. дипл.	5	8

На основе таблицы 6 строим план график, представленный в таблице 7.

Таблица 7. Календарный план график проведения НИР по теме

№	Вид работ	Исполнитель	Т <sub>кi</sub> , кал. дни	Продолжительность выполнения работ												
				Фев.		Март			Апрель			Май				
				2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3		
1	Составление и утверждение технического задания	Руков.	5	■												
2	Выбор направления исследования	Руков.	11		■	■										
3	Подбор и изучение литературы по теме	Дипл.	18			□	□									
4	Календарное планирование работ по теме	Руков. дипл.	3					□	■							
5	Поиск необходимых параметров для построения модели и проведения процесса симуляции	Дипл.	15					□	□							
6	Построение модели лопатки осевого компрессора и проведение исследования	Дипл.	23							□	□	□				
7	Оценка результатов исследования	Руков. дипл.	6										□	■		
8	Составление пояснительной записки	Руков. дипл.	8											□	■	

■ - руководитель, □ - дипломник.

#### 4.2.4 Бюджет научно-технического исследования

Затраты на специальное оборудование и материальные затраты отсутствуют, поскольку настоящее исследование не требует закупки оборудования, сырья, материалов, запасных частей.

#### 4.2.5 Основная заработная плата исполнителей темы

В данную статью включается основная заработная плата научных и инженерно-технических работников, а также рабочих опытных производств, непосредственно участвующих в выполнении работ по данной теме. Величина расходов по заработной плате определяется на основе трудоемкости выполняемых работ и действующей системы тарифных ставок и окладов. В состав основной заработной платы включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 –30 % от тарифа или оклада.

Расчет основной заработной платы смотри в приложении Г таблице 3.

Настоящая статья включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением научно-технического исследования, (включая премии, доплаты) и дополнительную заработную плату:

$$Z_{п} = Z_{осн} + Z_{доп}, \quad (28)$$

где  $Z_{осн}$  – основная заработная плата;

$Z_{доп}$  – дополнительная заработная плата (12-20 % от  $Z_{осн}$ ).

Основная заработная плата руководителя (лаборанта, инженера) от предприятия (при наличии руководителя от предприятия) рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{осн} = T_p \cdot Z_{дн}, \quad (29)$$

где  $T_p$  – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн. ;

$Z_{\text{дн}}$  – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{\text{дн}} = \frac{Z_{\text{М}} * \text{М}}{F_{\text{д}}}, \quad (30)$$

где  $Z_{\text{М}}$  – месячный должностной оклад работника, руб.;

$\text{М}$  – количество месяцев работы без отпуска в течение года: при отпуске в 24 раб. дня  $\text{М} = 11,2$  месяца, 5-дневная неделя; при отпуске в 48 раб. дней  $\text{М} = 10,4$  месяца, 6-дневная неделя;

$F_{\text{д}}$  – действительный годовой фонд рабочего времени научно- технического персонала, раб. дн.

Таблица 8. Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Дипломник
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней - выходные - праздничные	118	118
Потери рабочего времени - отпуск - невыходы по болезни	48	72
Действительный годовой фонд рабочего времени	199	175

Месячный должностной оклад работника:

$$Z_{\text{М}} = Z_{\text{тс}} * (1 + k_{\text{пр}} + k_{\text{д}}) * k_{\text{р}}, \quad (31)$$

где  $Z_{\text{тс}}$  – заработная плата по тарифной ставке, руб.;

$k_{\text{пр}}$  – премиальный коэффициент, равный 0,3 (т.е. 30% от  $Z_{\text{тс}}$ );

$k_{\text{д}}$  – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0,2 – 0,5 (в НИИ и на промышленных предприятиях – за расширение сфер обслуживания, за профессиональное мастерство, за вредные условия: 15- 20 % от  $Z_{\text{тс}}$ );

$k_p$  – районный коэффициент, равный 1,3 (для Томска).

Таблица 9. Расчет основной заработной платы

Исполнители	$Z_{тс}$ , тыс. руб.	$k_{пр}$	$k_d$	$k_p$	$Z_m$ , тыс. руб.	$Z_{дн}$ , тыс. руб.	$T_p$ , раб. дн.	$Z_{осн}$ , тыс. руб.
Руководитель	23,264	0,3	0,3	1,3	48,39	2,53	19	48,07
Дипломник	5,707	0	0	1,3	7,42	0,34	46	15,64
Итого $Z_{осн}$								63,71

#### 4.2.6 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)

В данной статье расходов отражаются обязательные отчисления от затрат на оплату труда работников по установленным законодательством Российской Федерации нормам органам государственного социального страхования, медицинского страхования, пенсионного фонда.

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$Z_{внеб} = k_{внеб} * (Z_{осн} + Z_{доп}), \quad (32)$$

где  $k_{внеб}$  – коэффициент отчислений во внебюджетные фонды (фонд обязательного медицинского страхования, пенсионный фонд и др.). В соответствии с Федеральным законом от 24.07.2009 №212-ФЗ на 2014 г. установлен размер страховых взносов равный 30%. На основании пункта 1 ст.58 закона №212-ФЗ для учреждений, осуществляющих образовательную и научную деятельность, в 2014 году водится пониженная ставка – 27,1%.

Таблица 10. Отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата, тыс. руб.	Дополнительная заработная плата, тыс. руб.
Руководитель	48,07	5,77
Дипломник	15,64	1,88
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	0,271	
Итого		
Исполнение 1	19,34	

#### 4.2.7 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Для научно-исследовательской работы рассчитанная величина затрат является основой для формирования общего бюджета затрат проекта, который защищается научной организацией в качестве нижнего предела затрат на разработку научно-технической продукции при формировании договора с заказчиком.

Таблица 11. Расчет бюджета затрат НИИ

Название статьи	Сумма, руб.	Примечание
1. Затраты по основной заработной плате участников проекта	63710	
2. Отчисления во внебюджетные фонды	19340	
3. Накладные расходы	13288	16% от суммы 1-2
4. Бюджет затрат научно-технического исследования	96338	Сумма ст. 1-3

Данный раздел выполнялся на основе рекомендаций [20].

Вывод: в результате проведения исследования по разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» был проведен

SWOT-анализ проекта, в котором определены его сильные и слабые стороны, а также угрозы и возможности при его осуществлении. Также для научно-исследовательского проекта был определен бюджет затрат, который составил 96338 рублей.

## **5. Социальная ответственность**

Настоящая выпускная квалификационная работа посвящена исследованию напряженно-деформированного состояния рабочей лопатки крыльчатки осевого компрессора газотурбинной установки, которая используется в качестве привода для газоперекачивающих агрегатов. В связи с этим данный раздел ВКР посвящен анализу возможных опасных и вредных факторов при работе с газотурбинной установкой.

В качестве персонала рассматривается машинист технологических компрессоров.

Рабочим местом машиниста является машинный зал газоперекачивающего агрегата.

В обязанности машиниста входит обслуживание щитов управления агрегатного уровня, отдельных технологических компрессоров. Запуск и остановка газоперекачивающих агрегатов, регулирование технологического режима их работы, контроль за работой технологического оборудования. Ремонт компрессоров и их приводов, узлов газовых коммуникаций, аппаратов и вспомогательного оборудования цехов, выявление и устранение неисправностей в работе газоперекачивающих агрегатов. Ведение ремонтных журналов.

Основной целью раздела является рассмотрение оптимальных норм для улучшения условий труда, обеспечения производственной безопасности человека, повышения его производительности, сохранения работоспособности в процессе деятельности, а также охраны окружающей среды.

### **5.1 Описание рабочего места на предмет возникновения опасных и вредных факторов, вредного воздействия на окружающую среду.**

Согласно ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ «Опасные и вредные факторы производства» можно выделить следующие *вредные факторы* производственной среды на газоперекачивающей станции при работе с газотурбинной установкой:

- повышенный уровень шума на рабочем месте;

- повышенный уровень вибрации.

Непосредственными источниками шума и вибрации являются газотурбинная установка (осевой компрессор и турбина) и газоперекачивающий агрегат. В зависимости от мощности ГТУ частота вращения вала может достигать 7000 об/мин и более, что значительно повышает шум подшипниковых узлов.

Наличие даже минимального дисбаланса в технической системе многократно преумножается в сильные вибрации, которые воздействуют на машинистов, работающих в непосредственной близости от ГТУ.

Также шумы проявляются во всасывающей части осевого компрессора ГТУ, поскольку при его работе скорость потока воздуха достигает скорости звука.

К опасным факторам относятся следующие:

- повышенная температура маслосистемы;
- пожароопасность;
- наличие вращающихся механизмов.

Газотурбинная установка – это энергетическая установка, использующая природный газ в качестве топлива. Газ при смешении с воздухом образует взрывоопасную смесь. Утечки газа в машинном зале газотурбинной установки могут достичь высокой концентрации и привести к взрыву и последующему пожару на предприятии.

Воздействие на окружающую среду оказывают выхлопной газ с механическими примесями, возможные разливы смазочно-охлаждающих жидкостей, твердые бытовые отходы, образуемые при ремонтных операциях газотурбинной установки и газоперекачивающего агрегата.

## **5.2 Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды**

В зависимости от длительного и интенсивного воздействия шума происходит снижение чувствительности органов слуха, которое выражается

временным смещением порога слышимости, исчезающим после прекращения воздействия шума. При большой интенсивности и длительности шума происходят такие необратимые потери слуха, как тугоухость, которая характеризуется постоянной изменой порога слышимости.

Повышенный шум влияет на репродуктивную функцию человека, нервную и сердечно-сосудистую системы, вызывает нарушение сна, раздражение, агрессивность, утомление, способствует психическим заболеваниям.

Пагубное воздействие оказывает даже шум, не ощущаемый ухом человека (находящийся за пределами чувствительности его слухового аппарата): инфразвуки, к примеру, вызывают чувство тревоги, боли в ушах и позвоночнике, а при длительном воздействии сказываются на нарушении периферического кровообращения.

Также шум влияет на производительность труда. Увеличение уровня шума на 1-2 дБ приводит к снижению производительности труда на 1%.

По ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Общие требования безопасности» допустимый уровень шума на рабочем месте газоперекачивающего агрегата составляет 80 дБ. Однако при работе газотурбинной установки уровень шума может достигать 120 дБ.

Для снижения вредного воздействия шума на организм человека необходимо применение коллективных и индивидуальных средств защиты.

Согласно ГОСТ 12.1.029-80 «Средства и методы защиты от шума. Классификация» внутреннюю часть стен блока, где находится ГТУ, можно покрыть шумопоглощающей изоляцией. Также возможно применение звукоизолирующего кожуха непосредственно для газотурбинной установки.

В качестве средств индивидуальной защиты по ГОСТ 12.1.029-80 персонал необходимо снабдить противошумными наушниками, закрывающими ушную раковину снаружи, либо противошумными вкладышами, перекрывающими наружный слуховой проход и прилегающие к нему.

Воздействие вибрации на организм человека может привести к появлению вибрационной болезни, которая проявляется в нарушении работы сердечно-сосудистой и нервной систем, в поражении мышечных тканей и суставов, нарушении функций опорно-двигательного аппарата.

Воздействие локальной вибрации на организм человека приводит к головным болям, тошноте; оказывает воздействие на процесс кровообращения и нервные окончания.

По ГОСТ 26568-85 к коллективным средствам защиты от вибрации относятся активные средства виброзащиты.

К индивидуальным средствам защиты от вибрации относятся специальные вибродемпфирующие перчатки, рукавицы, нагрудники, специальные костюмы, обувь.

### **5.3 Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды**

В газотурбинной установке основным рабочим органом является ротор, частота вращения которого достигает 7000 об/мин. На роторе имеются диски с закрепленными на них лопастями (благодаря им происходит необходимая компрессия воздуха). При несвоевременном обслуживании агрегата возможен отрыв поврежденных лопаток, повреждение агрегата и травмирование человека. В качестве средств защиты необходимо использовать защитные экраны, закрывающие непосредственно компрессорную часть ГТУ по ГОСТ 12.2.062-81.

Маслосистема представлена совокупностью трубопроводов, окутывающих ГТУ. Контакт с системой при работающей установке может привести к ожогам различной степени, в зависимости от времени контакта и температуры. В качестве средства защиты необходимо использовать термостойкие перчатки.

Причиной пожара может стать утечка газа, который используется в качестве топлива в ГТУ. В качестве меры профилактики должны использоваться системы контроля загазованности. На компрессорной станции должна

предусматривается система пенного пожаротушения, состоящая из резервуара с водой, насосной станции, сети пенных трубопроводов. Также должен быть противопожарный трубопровод с установленными гидрантами. Обязательно наличие огнетушителей на территории компрессорной станции.

## **5.4 Охрана окружающей среды**

### **5.4.1 Защита селитебной зоны**

При строительстве дожимных компрессорных станций, в которых в качестве привода газоперекачивающих агрегатов используются газотурбинные установки, учитываются нормы санитарно-защитной зоны согласно СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03. Для снижения неблагоприятного воздействия на организм человека и на окружающую среду для станции данная зона составляет 500м.

С целью уменьшения загрязнения атмосферного воздуха вредными веществами, выделяемыми газотурбинными установками, размещение станций газоперекачивающих агрегатов осуществляется с учетом господствующего направления ветра, чтобы уменьшить попадание веществ, загрязняющих атмосферный воздух, на селитебную зону.

### **5.4.2 Воздействие на атмосферу**

Газотурбинная установка использует в качестве топлива природный газ. В общем случае продукты сгорания данного топлива могут содержать:

- продукты полного сгорания горючих компонентов топлива;
- компоненты неполного сгорания топлива.

Выхлопные газы с продуктами неполного сгорания загрязняют атмосферу. Частицы, содержащиеся в выхлопном газе, наносят вред здоровью человека, попадая в органы дыхания. Для снижения концентрации вредных веществ выхлопных газов необходима более тщательная подготовка топливного газа, для снижения содержания механических примесей.

### **5.4.3 Воздействие на гидросферу**

Возможным воздействием может являться разлив смазочно-охлаждающих жидкостей, а также отработанного масла газотурбинной установки в случае несоблюдения правил замены жидкостей и их транспортировки.

### **5.4.4 Воздействие на литосферу**

Работа ГТУ подразумевает осуществление регулярного технического обслуживания. Замена отработавших материалов и узлов приводит к образованию твердых отходов производства (металлолом, фторопласт, прочий бытовой и технический мусор). Для утилизации бытовых отходов применяются полигоны твердых бытовых отходов.

### **5.4.5 Решения по обеспечению экологической безопасности**

При выполнении работ по наливу, сливу, зачистке транспортных средств и хранилищ следует соблюдать инструкции и правила техники безопасности, производственной санитарии и пожарной безопасности, разработанные для каждого предприятия с учетом специфики производства.

Работающие с нефтепродуктами должны быть обучены безопасности труда в соответствии с ГОСТ 12.0.004-90.

При работе с отработанными нефтепродуктами, являющимися легковоспламеняющимися и ядовитыми веществами, необходимо применять индивидуальные средства защиты по типовым отраслевым нормам.

Для предотвращения загрязнения окружающей среды нефтепродуктами, уменьшения пожарной опасности и улучшения условий труда рекомендуются установки герметичного налива и слива, стационарные шланговые устройства, системы автоматизации процессов сливно-наливных операций.

Режим слива и налива нефтепродуктов, конструкция и условия эксплуатации средств хранения и транспортирования должны удовлетворять требованиям электростатической искробезопасности по ГОСТ 12.1.018-93.

Устройства полигонов твердых бытовых отходов должны организовываться в соответствии с СанПиНом 2.1.7.722-98.

## **5.5 Защита в чрезвычайных ситуациях**

### **5.5.1 Перечень возможных ЧС на объекте**

Возможные ЧС на объекте:

- аварийная остановка при превышении частоты вращения ротора;
- нарушение рабочего режима маслосистемы;
- аварийная остановка при превышении уровня вибрации;
- обрыв рабочей лопатки и, как следствие, разрушение компрессора;
- пожар при повреждении системы подачи газа.

Наиболее типичной ЧС является обрыв рабочей лопатки осевого компрессора.

### **5.5.2 Описание превентивных мер по предупреждению ЧС**

Для предупреждения проявления данной чрезвычайной ситуации необходимо изначально провести моделирование процесса работы лопатки в программном комплексе с целью изучения влияния рабочих условий на ее работоспособность. Одной из причин разрушения лопатки являются знакопеременные составляющие аэродинамической силы, возникающей при срыве потока на данном конструктивном элементе. Однако невозможно учесть всех нюансов и дополнительных факторов при работе компрессора. С этой целью необходимо после процессов моделирования провести исследования готовой лопатки осевого компрессора в стендовых условиях с целью обнаружения всех возможных факторов, влияющих на ее прочность в рабочих условиях. Проведение именно эмпирических испытаний является наиболее важной мерой на пути предупреждения чрезвычайной ситуации.

### **5.5.3 Описание мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС**

Как было сказано выше, одной из причин, приводящих к разрушению лопатки, являются знакопеременные нагрузки в результате срыва потока воздуха с нее. Для повышения устойчивости осевого компрессора к возможной ЧС необходимо не допускать проявления этого процесса, путем более тщательных расчетов в конструкторском бюро. Перед изготовлением рабочих лопастей необходимо провести ряд исследований с помощью ЭВМ и просимулировать аэродинамические процессы, возникающие при обтекании лопатки, с целью контроля проявления процесса срыва потока воздуха на ней.

В случае возникновения данной аварийной ситуации необходимо действовать согласно инструкции, предписанной данному предприятию на случай возникновения ЧС.

### **5.6 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности**

Компрессорная станция является объектом повышенной опасности для всего персонала. Она также является объектом, на котором установлено дорогостоящее оборудование, эксплуатировать которое должны специалисты предприятия, прошедшие обучение и имеющие допуск к работе оборудования, транспорта. Такие специалисты должны знать, как действовать в нештатных ситуациях и в случаях аварий.

Правила безопасного ведения работ регламентируются ПБ 12-368-00 "Правила безопасности в газовом хозяйстве", который разработан в соответствии с "Положением о Федеральном горном и промышленном надзоре России" и учитывают требования Федерального закона "О промышленной безопасности опасных производственных объектов" от 21.07.97 N 116-ФЗ, а также других действующих нормативных документов.

Допуск к работе имеют лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование в установленном порядке и не имеющие противопоказаний к выполнению данного вида работ, обученные безопасным методам и приемам

работы, применению средств индивидуальной защиты, правилам и приемам оказания первой медицинской помощи пострадавшим и прошедшие проверку знаний в установленном порядке.

Лица женского пола могут привлекаться к проведению отдельных газоопасных работ, предусмотренных технологическими регламентами и инструкциями и допускаемых законодательством о труде женщин.

К выполнению работ допускаются руководители, специалисты и рабочие, обученные и сдавшие экзамены на знание правил безопасности и техники безопасности, умеющие пользоваться средствами индивидуальной защиты и знающие способы оказания первой (доврачебной) помощи.

Первичное обучение рабочих безопасным методам и приемам труда; руководителей и специалистов, лиц, ответственных за безопасную эксплуатацию газового хозяйства и ведение технического надзора, а также лиц, допускаемых к выполнению газоопасных работ, должно проводиться в организациях (учебных центрах), имеющих соответствующую лицензию.

Основным органом государственного надзора и контроля за состоянием охраны труда является Федеральная служба по труду и занятости. В ее структуру входят Управление надзора и контроля за соблюдением законодательства о труде, территориальные органы по государственному надзору и контролю за соблюдением трудового законодательства и иных нормативных правовых актов, содержащих нормы трудового права, государственные инспекции труда субъектов Российской Федерации.

Действующая с 1 января 2014 г. редакция ТК РФ определяет, что работникам, занятым на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, положены следующие гарантии и компенсации:

- 1) сокращенная продолжительность рабочего времени с возможностью выплаты денежной компенсации за работу в пределах общеустановленной 40-часовой рабочей недели (ст. 92 ТК РФ);

2) ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск работникам с возможностью выплаты компенсации за часть такого отпуска, превышающую минимальную продолжительность (ст. 117 ТК РФ);

3) повышенная оплата труда работников (ст. 147 ТК РФ).

Вывод: в данном разделе проведен анализ вредных факторов таких как повышенный уровень шума, повышенный уровень вибрации. Выявлены опасные факторы: повышенная температура маслосистемы, пожароопасность, наличие вращающихся механизмов. К чрезвычайным ситуациям отнесли обрыв лопатки рабочего колеса осевого компрессора.

## **Заключение**

В ходе выполнения выпускной квалификационной работы были проанализированы строение и принцип работы газотурбинной установки, рассмотрена ступень компрессора, геометрические характеристики решеток профилей. Разобрана сущность образования аэродинамической силы во время работы рабочего колеса ступени осевого компрессора.

В практической части построена 3D модель крыльчатки компрессора и проведен анализ влияния аэродинамических сил на ее напряженно-деформированное состояние с помощью пакета прикладных программ SolidWorks. На основе анализа результатов моделирования построены зависимости максимальных напряжений и максимальных деформаций крыльчатки от частоты вращения вала осевого компрессора (от расхода воздуха).

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» был проведен SWOT-анализ проекта с определением его сильных и слабых сторон, а также с определением угроз и возможностей при его осуществлении. Для научно-исследовательского проекта был определен бюджет затрат, который составил 96338 рублей.

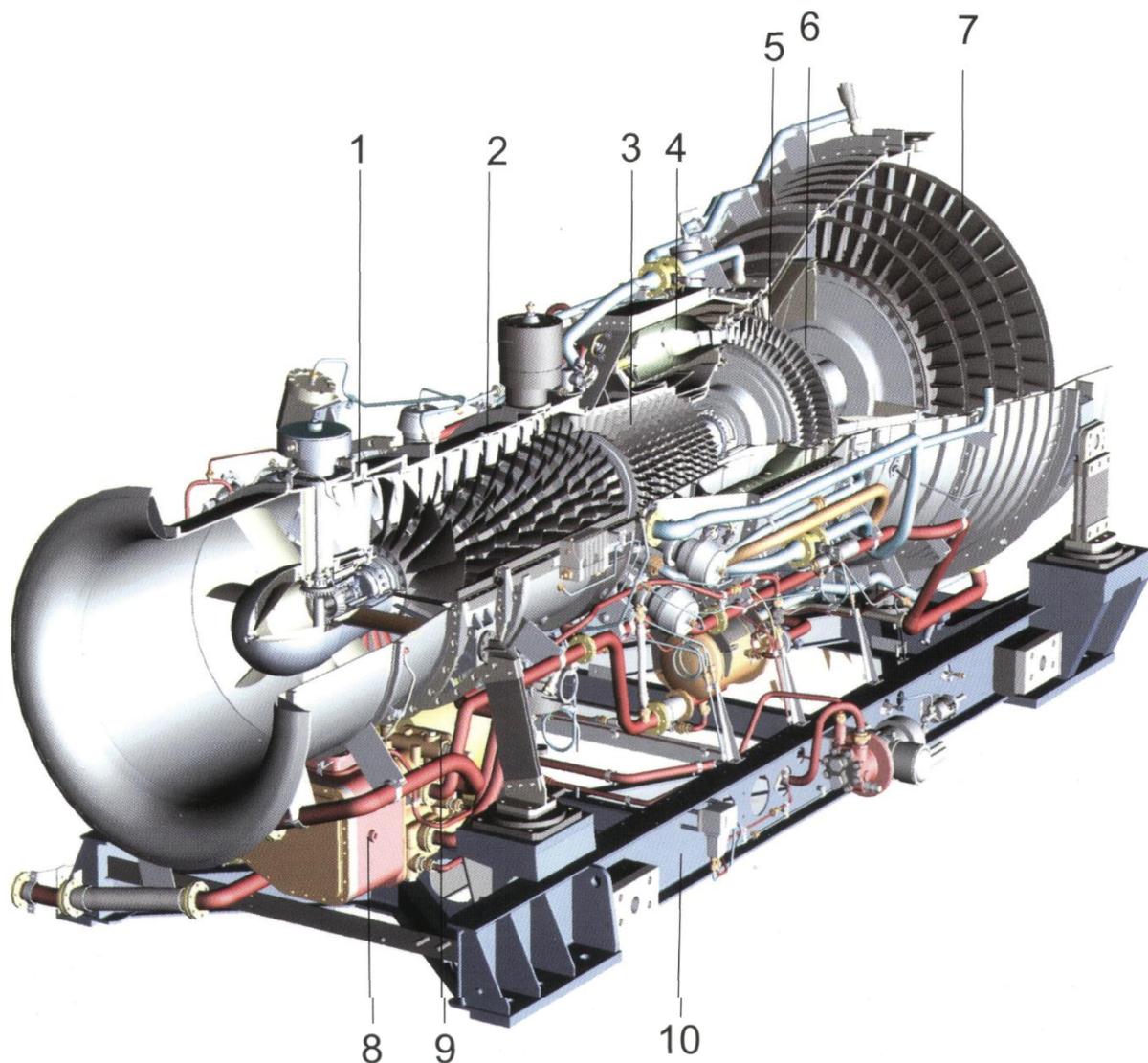
В разделе «Социальная ответственность» проведен анализ возможных вредных факторов (например, повышенный уровень шума, повышенный уровень вибрации). В качестве опасных факторов выявлены повышенная температура маслосистемы, пожароопасность, наличие быстровращающихся механизмов. Чрезвычайная ситуация определена в виде обрыва лопатки рабочего колеса осевого компрессора.

### **Список использованных источников:**

1. Егодуров Г.С., Балданов А.Б. Расчет на прочность лопаток осевых компрессоров при помощи САПР MATHCAD.
2. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. М., «Машиностроение», 1974 г., 520 с.
3. Соломатова Е.А., Полещук А.А., Бойкова Я.Е., Терский И.А., Сабиров Р.А. (научный руководитель). Определение внутренних силовых факторов и прогиба балки от аэродинамических сил // Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М.Ф. Решетнева, Красноярск
4. Наумов А.М. (кандидат технических наук, доцент // МГТУ им. Н.Э. Баумана). Об одном способе вывода аэродинамических сил, действующих на пространственный стержень со стороны потока воздуха.
5. Гринев М.А. (ОАО «Авиадвигатель», Пермь), Аношкин А.Н., Писарев П.В., Зуйко В.Ю., Шипунов Г.С. (Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь). Исследование НДС и оценка прочности композитной лопатки спрямляющего аппарата авиационного двигателя.
6. Русаков С.В., Шуваев Н.В. (Пермский государственный национальный исследовательский университет, Пермь). Численное моделирование аэроупругого взаимодействия компрессорной лопатки с дозвуковым потоком воздуха в трехмерной постановке.
7. Ревзин Б.С. Газоперекачивающие агрегаты с газотурбинным приводом: Учебное пособие. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2002. 269 с.
8. Ревзин Б.С. Осевые компрессоры газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. Екатеринбург: УГТУ, 2000. 90 с.
9. Рудаченко А.В., Чухарева Н.В., Байкин С.С. Газотурбинные установки: учебное пособие. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. – 139 с.
10. Казанджан П.К, Тихонов Н.Д., Янко А.К. Теория авиационных двигателей. Теория лопаточных машин: Учебник для студентов, обучающихся по

- специальности «Эксплуатация летательных аппаратов и двигателей». - М.: Машиностроение, 1983. - 217 с., ил.
11. Арсеньев Л.В., Бедчер Ф.С., Богов И.А., Левин Е.Е., Тырышкин В.Г., Ходак Е.А. Газотурбинные установки. Конструкции и расчет: Справочное пособие. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1978. – 232 с., ил.
  12. Брусиловский И.В. Аэродинамика осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение. 1984. – 240 с., ил.
  13. Кистойчев, А.В. Проектирование лопаточного аппарата осевых компрессоров ГТУ: учебное пособие. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2014. – 120 с.
  14. Сагдеева Ю. А., Копысов С. П., Новиков А. К. Введение в метод конечных элементов: метод. пособие. Ижевск: Изд-во «Удмуртский университет». 2011. 44 с.
  15. Фокин В.Г. Метод конечных элементов в механике деформируемого твёрдого тела: Учеб. пособие / В.Г. Фокин. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 131 с.: ил.
  16. Знакомство с системой трехмерного моделирования КОМПАС-3D [Электронный ресурс]. URL: <http://kompas.ru/kompas-3d/about/> (дата обращения: 25.04.2016).
  17. Концепция SolidWorks [Электронный ресурс]. URL: <http://www.solidworks.ru/industry-solutions/concept-solidworks/> (дата обращения: 25.04.2016).
  18. Незым В.Ю. Расчет и построение решеток профилей дозвукового осевого компрессора: Учеб. Пособие. Харьков, Харьк. авиац. Ин-т, 1988. – 41 с.
  19. Жирицкий Г.С., Стрункин В.А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. «Машиностроение», М., 1968, стр. 520.
  20. Видяев И.Г., Серикова Г.Н., Гаврикова Н.А. Финансовый менеджмент и ресурсосбережение: учебно-методическое пособие. Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – 36 с.

## Приложение А



Конструктивная схема многовального ГТД:

1 – поворотный входной аппарат; 2 – компрессор низкого давления; 3 – компрессор высокого давления; 4 – камера сгорания; 5 – турбина высокого давления; 6 – турбина низкого давления; 7 – силовая турбина; 8 – коробка приводов; 9 – электростартер; 10 – рама.

Приложение Б Таблица 1. Матрица SWOT

	<p><b>Сильные стороны научно-исследовательского проекта:</b></p> <p>C1. Наличие бюджетного финансирования;</p> <p>C2. Отсутствие необходимости закупки материалов и комплектующих;</p> <p>C3. Использование программного комплекса SolidWorks;</p> <p>C4. Определение возможных опасных проявлений при работе лопасти до ее производства;</p> <p>C5. Квалифицированный персонал.</p>	<p><b>Слабые стороны научно-исследовательского проекта:</b></p> <p>Сл1. Использование некоторых упрощений при осуществлении моделирования;</p> <p>Сл2. Оценка влияния только аэродинамических сил на лопасть без учета центробежных сил;</p> <p>Сл3. Отсутствие возможности проверки результатов исследования с помощью практических опытов;</p> <p>Сл4. Отсутствие у потенциальных потребителей квалифицированных кадров по работе с результатами исследования;</p> <p>Сл5. Возможные ошибки в расчетной части программного комплекса.</p>
<p><b>Возможности:</b></p> <p>V1. Использование инновационной инфраструктуры ТПУ;</p> <p>V2. Сотрудничество с предприятием-изготовителем газотурбинных установок;</p> <p>V3. Появление дополнительного спроса на исследование;</p> <p>V4. Получение гранта для дальнейших исследований;</p> <p>V5. Повышение стоимости конкурентных исследований.</p>		

Продолжение таблицы 1

<p><b>Угрозы:</b> У1. Отсутствие спроса на данные исследования; У2. Развитая конкуренция технологий; У3. Снижение бюджета на исследование; У4. Неточность расчетов в ходе моделирования.</p>		
--	--	--

Приложение В Таблица 2. SWOT-анализ

	<p><b>Сильные стороны научно-исследовательского проекта:</b>  С1. Наличие бюджетного финансирования;  С2. Отсутствие необходимости закупки материалов и комплектующих;  С3. Использование программного комплекса SolidWorks;  С4. Определение возможных опасных проявлений при работе лопасти до ее производства;  С5. Квалифицированный персонал.</p>	<p><b>Слабые стороны научно-исследовательского проекта:</b>  Сл1. Использование некоторых упрощений при осуществлении моделирования;  Сл2. Оценка влияния только аэродинамических сил на лопасть без учета центробежных сил;  Сл3. Отсутствие возможности проверки результатов исследования с помощью практических опытов;  Сл4. Отсутствие у потенциальных потребителей квалифицированных кадров по работе с результатами исследования;  Сл5. Возможные ошибки в расчетной части программного комплекса.</p>
<p><b>Возможности:</b>  В1. Использование инновационной инфраструктуры ТПУ;  В2. Сотрудничество с предприятием-изготовителем газотурбинных установок;  В3. Появление дополнительного спроса на исследуемый продукт;  В4. Получение гранта для дальнейших исследований;  В5. Повышение стоимости конкурентных исследований.</p>	<p>Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Сильные стороны и возможности»:  В1С5 – для исследования проекта необходимы лаборатории ТПУ, допуск к которым имеет квалифицированный персонал;  В2С4С5 – исследования, проводимые для определения напряжений в лопастях, должны быть интересны для предприятия с целью развития более совершенной продукции;</p>	<p>Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Слабые стороны и возможности»:  В3Сл2 – возможно появление дополнительного спроса на исследование в случае практического подтверждения полученных результатов;  В4Сл3 – в случае решения актуальных задач возможно получение гранта для дальнейшего развития проекта.</p>

Продолжение таблицы 6

	<p>квалифицированный персонал является гарантом качества выполняемых работ;</p> <p>В3С3 – появление дополнительного спроса к исследованию вследствие моделирования процессов в CAD/CAM системе SolidWorks;</p> <p>В4С4С5 – получение гранта связано с актуальностью решаемой проблемы при участии квалифицированного персонала;</p> <p>В5С2С3 – удорожание проектов конкурентов, вследствие того, что нам не надо производить закупки материалов, т.к. проводим исследования в CAD/CAM системе SolidWorks.</p>	
<p><b>Угрозы:</b></p> <p>У1. Отсутствие спроса на данные исследования;</p> <p>У2. Развитая конкуренция технологий;</p> <p>У3. Снижение бюджета на исследование;</p> <p>У4. Неточность расчетов в ходе моделирования.</p>	<p>Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Сильные стороны и угрозы»:</p> <p>У2С5 – возможно развитие конкурентных разработок, если при их создании участвует квалифицированный персонал;</p> <p>У3С2С3 – возможно урезание бюджета, т.к. в основном смета затрат состоит из начисления зарплаты ввиду отсутствия необходимости закупки оборудования и материалов для исследования;</p>	<p>Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Слабые стороны и угрозы»:</p> <p>У1Сл1Сл2Сл3Сл5 – возможно отсутствие спроса на данное исследование вследствие: применения некоторых упрощений при моделировании, учета только одного вида нагрузки, наличия некоторых погрешностей при отсутствии возможности проверки результатов;</p> <p>У2Сл1Сл5 – возможно развитие конкурентных исследований вследствие осуществления более точных расчетов при</p>

Продолжение таблицы 6

	<p>У4С3 – существует вероятность появления погрешностей в расчетах, т.к. при исследовании используется не практические испытания, а моделирование процессов в CAD/CAM системе SolidWorks.</p>	<p>минимальных упрощениях в проекте;          У3Сл1 – есть вероятность урезания финансирования в случае проведения не полного исследования с использованием упрощений;          У4Сл1Сл2Сл3Сл5 – на неточность результатов исследования напрямую влияют вводимые упрощения, учет не полного спектра факторов при работе лопасти; наличие программных ошибок в сочетании с отсутствием практических опытов могут допустить наличие неточных расчетов при исследовании.</p>
--	---	---

Приложение Г Таблица 3. Расчет основной заработной платы

№ п/п	Наименование этапов	Исполнитель и по категориям	Трудоемкость, чел.-дн.	Заработная плата, приходящаяся на один чел.-дн., тыс. руб.	Всего заработная плата по тарифу(окладам), тыс. руб.
1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель	2,2	0,93	2,05
2	Выбор направления исследования	Руководитель	7,2	0,93	6,70
3	Подбор и изучение литературы по теме	Дипломник	11,6	0,23	2,67
4	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, дипломник	2,8	1,16	3,25
5	Поиск необходимых параметров для построения модели и проведения процесса симуляции	Дипломник	9,8	0,23	2,25
6	Построение модели лопатки осевого компрессора и проведение исследования	Дипломник	14,4	0,23	3,31
7	Оценка результатов исследования	Руководитель, дипломник	7,8	1,16	9,05

Продолжение таблицы 10

8	Составление пояснительно й записки	Руководите ль, дипломник	9,8	1,16	11,37
Итого					40,65