

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»  
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

*На правах рукописи*

**Кудашов Евгений Викторович**

**МЕТОД СНИЖЕНИЯ ДИСБАЛАНСА РАБОЧИХ КОЛЁС ГТД С УЧЁТОМ  
ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ОТКЛОНЕНИЙ ПРОФИЛЕЙ ПЕРА ЛОПАТОК И  
НЕРАВНОМЕРНОСТИ ГАЗОВОЙ СИЛЫ**

**2.5.15. Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки  
летательных аппаратов**

Диссертация на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:

**Болотов Михаил Александрович,**

доктор технических наук, доцент

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1 ПРОБЛЕМЫ И ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧИХ КОЛЕС КОМПРЕССОРА ГТД.....	11
1.1 Объект исследования .....	11
1.2 Анализ проблем технологии сборки и балансировки РК первой ступени КН..	12
1.3 Причины возникновения повышенных вибраций изделий .....	13
1.4 Обзор методов и оборудования балансировки РК.....	14
1.5 Обзор моделей расчёта сборочных параметров изделий.....	22
1.6 Обзор моделей оценки дисбалансов РК.....	24
1.6 Выводы по главе 1. Цель и задачи исследования .....	31
2 РАЗРАБОТКА МЕТОДА ДЛЯ ОЦЕНКИ И СНИЖЕНИЯ ДИСБАЛАНСА РК С УЧЁТОМ ВЛИЯНИЯ ОТКЛОНЕНИЙ РАСПОЛОЖЕНИЯ ПРОФИЛЕЙ ПЕРА ЛОПАТОК.....	33
2.1 Метод оценки и снижения дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой.....	34
2.2 Разработка методики создания параметрической модели оценки дисбаланса РК ГТД.....	39
2.3 Теоретическое исследование влияния нагрузок и отклонений расположения профилей пера лопаток на дисбаланс РК в рабочем состоянии.....	51
2.3.1 Влияние режимов работы изделия на дисбаланс РК.....	53
2.3.2 Влияние натягов по антивибрационным полкам на дисбаланс РК .....	58
2.3.3 Влияние нагрузок на дисбаланс РК.....	63
2.3.4 Влияние отклонений расположения профилей пера лопаток на величину дисбаланса РК.....	68
2.4 Зависимость действующих РК при работе изделия газовых сил для дальнейшего определения дисбаланса.....	70
2.5 Выводы по главе 2.....	72
3.1 Верификация этапа расчёта неуравновешенных сил методики создания параметрической модели для оценки дисбаланса РК .....	75

3.2 Снижение дисбаланса РК при его сборке.....	85
3.4 Выводы по главе 3.....	86
4 ПРАКТИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ОТРАСЛИ	87
4.1 Программное приложение для определения дисбаланса РК и их параметров компенсации с учётом влияния отклонений расположения пера лопаток .....	87
4.2 Последовательность использования программного приложения для снижения дисбаланса РК ГТД с учётом отклонений расположения профилей пера лопаток	93
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	97
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	101
ПРИЛОЖЕНИЕ А	
Свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ.....	113
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	
Акт внедрения результатов диссертационной работы .....	117
ПРИЛОЖЕНИЕ В	
Результаты измерений партии лопаток с проведённым анализом отклонений ...	118
ПРИЛОЖЕНИЕ Г	
Исследование деформации лопатки при разных его режимах работы.....	125
ПРИЛОЖЕНИЕ Д	
Исследование деформации лопатки при разных её натягах по антивибрационным полкам.....	128
ПРИЛОЖЕНИЕ Е	
Исследование влияния нагрузок на деформации лопатки.....	131
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж	
Технологическая инструкция.....	135

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** Лопаточные машины являются неотъемлемым элементом конструкции многих ответственных изделий, таких как: газотурбинные двигатели и энергетические установки, ветрогенераторы, гидротурбины, высоконапорные вентиляторы, турбокомпрессоры, двигатели внутреннего сгорания, ракетные двигатели и др. Такие изделия характеризуются высокими требованиями к их эксплуатационным и геометрическим параметрам. При производстве и испытаниях газотурбинных двигателей (ГТД) нередко возникают случаи возникновения повышенной вибрации, требующие полной или частичной разборки изделия и его узлов. Повышенная вибрация может быть вызвана множеством причин, одной из которых является возникновение дисбалансов рабочих колёс (РК) из-за влияния отклонений расположения профилей пера лопаток на неравномерность газодинамических сил в компрессорной решётке.

Отклонения расположения профилей пера лопаток приводят к возникновению радиальной составляющей газодинамической силы, вызванной нерасчётным течением воздушного потока сквозь компрессорную решётку РК. Воздействие газодинамической силы приводит к выносу центра масс профилей лопаток в результате их деформаций. Любые отклонения расположения профилей пера лопаток, даже лежащие в пределах допуска, приводят к неравномерности радиальных составляющих газодинамических сил. В итоге формируется неуравновешенная возбуждающая сила, являющаяся причиной возникновения дисбаланса РК.

Снизить дисбаланс РК, вызванный отклонениями расположения профилей пера лопаток, возможно за счёт ужесточения и обеспечения в производстве геометрических допусков, а также измерения и компенсации дисбаланса с использованием разгонно-балансируемых стенов. Реализация названных предложений приведёт к существенным производственным затратам. Перспективным способом снижения дисбаланса РК является его оценка и

определение условий компенсации по результатам измерений геометрии пера лопаток при сборке. Реализация данного способа требует разработки специализированной методики и модели.

Таким образом, тема диссертации «Метод снижения дисбаланса рабочих колёс ГТД с учётом геометрических отклонений профилей пера лопаток и неравномерности газовой силы» является актуальной.

**Степень проработанности темы исследования.** Проблемами оценки и компенсации дисбалансов РК занимались учёные: Филимонихин Г.Б., Караблин М.А., Леонтьев М.К., Олийниченко Л.С., Корнеев Н.В., Полякова Е.В., Брусиловский И.В., Александров В.Л., Дьяченко А.Ю., Kim J.-H., Ovgor B., Cha K.-H., Lee S., Kim K.-Y. и другие.

Представленными авторами сформирован существенный теоретический и практический задел в данной области исследований. Обзор опубликованных работ позволяет заключить перспективность методик и моделей, позволяющих оценивать дисбаланс РК при учёте: 1) отклонения расположения профилей пера лопаток; 2) деформаций пера лопаток под действием центробежных и газовых сил, приводящих к различному изменению углов установки профилей и шагов; 3) натягов по контактным поверхностям антивибрационных полок.

**Цель диссертационной работы.** Снижение дисбаланса РК ГТД посредством совместного учёта неравномерности газовых сил в компрессорной решётке и геометрических отклонений профилей пера лопаток.

**Задачи исследования.**

1. Разработка метода снижения дисбаланса РК ГТД, вызванного неравномерностью газодинамических сил в компрессорной решётке из-за отклонений расположения профилей пера лопаток.

2. Разработка методики создания параметрической модели оценки дисбаланса РК, учитывающей действующие в узле нагрузки и отклонения расположения профилей пера лопаток.

3. Формирование зависимостей, действующих на лопатку РК при работе изделия газовых сил от отклонения расположения профилей пера лопаток, нагрузок и сборочных параметров для дальнейшего определения дисбаланса.

4. Проведение теоретико-экспериментальных исследований влияния отклонений расположения профилей пера лопаток РК на величину его дисбаланса.

**Объект исследований.** Технологический процесс балансировки РК первой ступени КНД ГТД.

**Предмет исследований.** Параметры компенсации дисбаланса РК первой ступени КНД, вызванного неуравновешенной возбуждающей силой по причине неточности изготовления лопаток.

**Методы и средства исследований.** Решение поставленных задач выполнялось посредством математического и параметрического моделирования РК. При выполнении теоретических исследований использовался метод конечных элементов, метод регрессионного анализа с применением параметрической модели, теории вероятностей, имитационного моделирования размерных цепей, метода Монте-Карло. Реализация разработанных моделей и алгоритмов выполнялась в системах MATLAB, NX и ANSYS. Выполнение экспериментальных исследований проводилось с использованием разработанного программного приложения, координатно-измерительной машины DEA Global, оптического сканера RangeVision PRO, балансировочной установки на основе прибора БалКом-4, высоковакуумной вакуумной камеры ВВ-1 и специализированной оснастки.

#### **Научная новизна.**

1. Разработан метод снижения дисбаланса РК ГТД, отличающийся модифицированной последовательностью балансировки изделий, учётом неравномерности газодинамических сил в компрессорной решётке и геометрических отклонений профилей пера лопаток.

2. Предложена методика создания параметрической модели для оценки дисбаланса РК, отличающаяся совместным учётом натяга по антивибрационным полкам, величин отклонений расположения профилей пера лопаток и

действующих нагрузок, включая центробежные силы, температуру и давление газового потока.

3. Впервые сформированы регрессионные зависимости действующих на лопатку РК при работе изделия газовых сил от отклонений расположения профилей пера лопаток, нагрузок и сборочных параметров для дальнейшего определения дисбаланса.

4. Впервые получены зависимости дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, от режима работы изделия, натяга по antivибрационным полкам, величин отклонений расположения профилей пера лопаток и действующих нагрузок, включая центробежные силы, температуру и давление газового потока.

**Теоретическая значимость работы** заключается в подходе, предусматривающем использование цифрового двойника ротора при балансировке изделия для определения условий компенсации неуравновешенностей узлов. Цифровой двойник ротора учитывает неидентичность геометрии лопаток и действующие на них нагрузки. Идеи нового подхода заложены в методе снижения дисбаланса рабочих колёс ГТД с учётом геометрических отклонений профилей пера лопаток и неравномерности газовой силы. Предложенный метод позволяет углубить понимание особенностей возникновения неуравновешенностей узлов в ходе работы ротора ГТД и расширить теорию балансировки изделий.

**Практическая значимость результатов работы** заключается в реализации разработанных моделей и разработанного программного приложения для проведения балансировки РК ГТД с целью снижения дисбаланса, вызванного неравномерностью газодинамических сил в компрессорной решётке из-за отклонений расположения профилей пера лопаток.

**Соответствие диссертации паспорту научной специальности 2.5.15. Тепловые, электроракетные двигатели и энергетические установки летательных аппаратов.** п. 9 – Теоретические основы и технологические процессы изготовления деталей двигателей и агрегатов летательных аппаратов,

включая технологическую подготовку производства, в том числе автоматизированные системы проектирования и управления, технологические процессы и специальное оборудование для формообразования и обработки деталей двигателей, их защита.

**На защиту выносятся следующие положения:**

1. Метод снижения дисбаланса РК ГТД, учитывающий влияние отклонений расположения профиля пера лопаток на неравномерность газодинамических сил в компрессорной решётке.

2. Методика создания параметрической модели оценки дисбаланса РК ГТД, учитывающая отклонения расположения профилей пера лопаток в параметрическом виде, действующие при работе нагрузки и позволяющая оценить возникающую неуравновешенную силу.

3. Зависимость действующих на лопатку РК при работе изделия сил для дальнейшего определения дисбаланса, отличающаяся совместным учётом отклонений расположения профилей пера лопаток и действующих нагрузок.

4. Зависимости дисбаланса РК ГТД от отклонений расположения профилей пера лопаток и нагрузок, действующих при работе изделия.

**Достоверность результатов** обеспечивается обоснованностью принятых допущений в математических моделях; применением известных и проверенных численных методов, обладающих высокой точностью при проведении вычислительных экспериментов; использованием в процессе исследований поверенного метрологического оборудования и сертифицированного программного обеспечения; высокой сходимостью результатов теоретических и экспериментальных исследований.

**Апробация работы.**

Основные положения работы докладывались на всероссийских и международных конференциях, в том числе: на Международных мультидисциплинарных конференциях по промышленному инжинирингу и современным технологиям FarEastCon-2019 и FarEastCon-2020; на VI и VII Всероссийских научно-технических конференциях «Актуальные проблемы

ракетно-космической техники» (Самара, с 30 сентября по 3 октября 2019 г. и 31 августа 2021 г.); на XXIII и XXVI Международных научно-практических конференциях, посвящённых памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнёва (Красноярск, 11-15 ноября 2019 г. 09-12 ноября 2022 г.); на IX международной конференции «Передовые инновационные разработки. Перспективы и опыт использования, проблемы внедрения в производство» (Казань, 31 октября 2019 г.); на Международных научно-технических конференциях: «Информационные технологии и нанотехнологии» ИТНТ-2019, ИТНТ-2020 и ИТНТ-2021 (Самара, Самарский университет, 21-24 мая 2019 г., 26-29 мая 2020 г. и 20-24 сентября 2021 г.); на Международных конференциях: «Передовые технологии в аэрокосмической отрасли, машиностроении и автоматизации» (MIST: Aerospace-III-2020 и Aerospace-IV-2021) (Красноярск, Красноярский Дом Науки и Техники, 20-21 ноября 2020 г. и 10-11 декабря 2021 г.); на X Международной научно-технической конференции «Динамика и виброакустика машин (DVM-2020)» (Самара, 18 сентября 2020 г.); на Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (Самара, 23-25 июня 2021 г.); на VI Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Исследование и проектирование интеллектуальных систем в автомобилестроении, авиастроении и машиностроении («ISMCA' 2022»)» (Таганрог, 15 апреля 2022 г.). Получены документы: свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ «Программный модуль для формирования действительных поверхностей деталей» (№2020662039 от 07 июля 2020 г.), «Программное обеспечение для повышения качества изделий посредством создания и использования их цифровых двойников» (№2020618796 от 4 августа 2020 г.), «Программный модуль для расчёта аэродинамического дисбаланса рабочего колеса при разных режимах его работы» (№2021664076 от 30 августа 2021 г.), «Программный модуль для цифрового прогнозирования вибрационных параметров роторов» (№2019661901 от 3 сентября 2019 г.), копии свидетельств приведены в Положение А.

**Реализация результатов работы.** Результаты работы внедрены на предприятии ПАО «ОДК-Кузнецов» (акт внедрения от 27.10.2025 г.) в виде метода снижения дисбаланса РК ГТД, отличающийся модифицированной последовательностью балансировки изделий, учётом неравномерности газодинамических сил в компрессорной решётке и геометрических отклонений профилей пера лопаток. Копия акта приведена в Приложение Б.

Разработка теоретических положений, изложенных в диссертационной работе, была поддержана договорами и грантами: «Разработка программного комплекса для цифрового моделирования размерных и функциональных параметров изделий при технологической подготовке их производства» в рамках исполнения государственного задания в сфере научной деятельности, договор (соглашение) № 683ГУЦЭС8-D3/63745 от 11 декабря 2020 г.; Разработка цифровой модели оценки аэродинамического дисбаланса рабочего колеса аэрокосмических изделий», научно-исследовательская работа, проводимая в рамках конкурса на назначение денежных выплат молодым учёным и конструкторам, работающим в Самарской области, договор №271 от 30.05.2022 г.. «Разработка программного комплекса для цифрового моделирования размерных и эксплуатационных параметров при производстве рабочих колёс лопаточных машин» в рамках исполнения государственного задания в сфере научной деятельности, договор (соглашение) № 4904ГС1/83523 от 21 февраля 2023 г.

**Публикации.** Автором по теме исследования опубликовано 13 научных работ, в том числе 3 статьи в периодических изданиях, включённых в перечень ВАК России, 5 статей в изданиях, индексируемых в базе данных Scopus и 1 статья в издании, индексируемом в базе данных Web of Science.

**Структура и объём работы.** Диссертационная работа состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка литературы (включающего 135 наименований) и семи приложений. Общий объём диссертации составляет 155 страниц, 45 рисунков и 18 таблиц.

# 1 ПРОБЛЕМЫ И ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧИХ КОЛЕС КОМПРЕССОРА ГТД

## 1.1 Объект исследования

Рабочее колесо первой ступени входит в состав ротора КНД. Ротор КНД имеет трёхступенчатую структуру и работает на два контура ГТД. Конструкция ротора КНД представлена на рисунке 1.1.

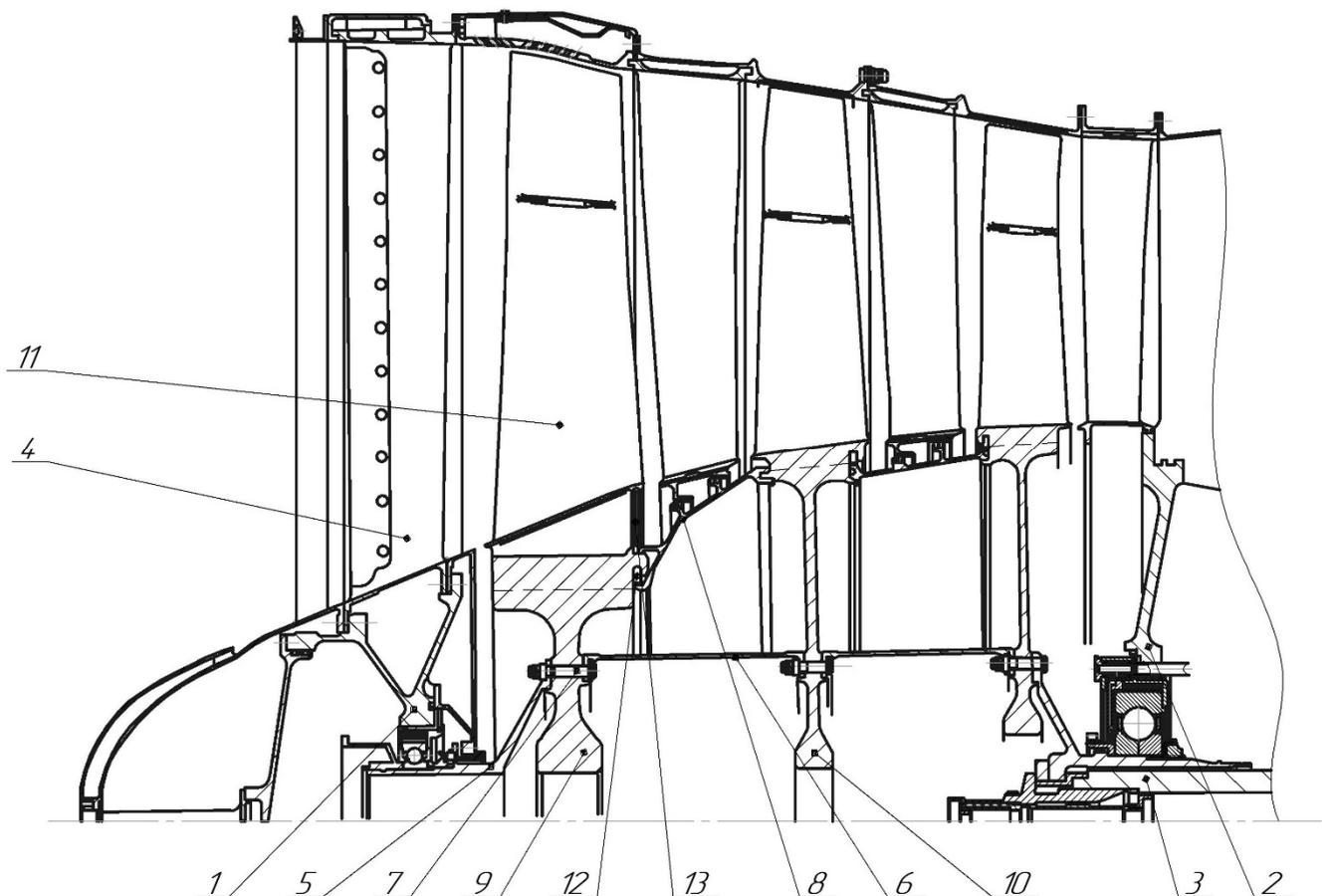


Рисунок 1.1 – Ротор КНД газотурбинного двигателя

Ротор КНД опирается на два шарикоподшипника, воспринимающие осевые усилия, расположенные на передней опоре 1 и промежуточной опоре 2. Вращающий момент от турбины передаётся через вал, соединённый с задним валом 3 ротора КНД шлицами и стяжным болтом. Перед КНД установлен входной направляющий аппарат 4, предназначенный для изменения величины и направления скорости входного потока воздуха.

РК первой ступени соединяется с валом передней опоры 5 и первым промежуточным кольцом 6 при помощи центрирующих болтов 7. Тракторное колесо 8 устанавливается между ободами диска первой 9 и второй ступени 10 ротора КНД, тем самым увеличивая жёсткость дисков в осевом направлении. Основными элементами РК 1 является диск и установленные в него лопатки 11. Разрезанные стопорные кольца 12 фиксируют от осевого перемещения лопатки. Для предотвращения обратного течения газового потока за удлинительными частями лопаток установлен кольцевой уплотнитель 13.

Наружный диаметр РК первой ступени составляет 1423 мм, при этом длина пера лопатки составляет 689 мм. Количество лопаток в РК составляет 27 штук. Лопатки имеет в своей конструкции антивибрационные полки. Лопатки в РК первой ступени по антивибрационным полкам устанавливаются с натягом  $0,68 \div 0,78$  мм.

В ходе сборки РК перья лопатки изменяют свои линейные и угловые размеры. Окончательные геометрические размеры элементы РК принимают лишь при работе.

## **1.2 Анализ проблем технологии сборки и балансировки РК первой ступени КНД**

Производственный процесс сборки ротора КНД и его узлов сопровождается балансировкой. Собранные РК проходят статическую балансировку в динамическом режиме на частоте вращения 400 об/мин, которая составляет  $8 \div 12\%$  от рабочей. Допустимый остаточный дисбаланс для РК первой ступени составляет 60 г·см. Ротор КНД балансируют в динамическом режиме по двум плоскостям на собственных опорах статора при частоте вращения 600 об/мин. Допустимый остаточный дисбаланс для КНД первой ступени составляет 25 г·см.

Окончательно ротор КНД балансируют динамически на рабочей частоте вращения на собранном изделии. Работа выполняется на изделии, на которых установлены балансировочные устройства на переднем валу КНД и в стяжном болте валов КНД и ТНД. Компенсацию дисбаланса ротора КНД выполняют при помощи двух сегментов, расположенных на гайках крепления подшипников

первой и второй опоры. Вносимый дисбаланс сегментами определяется взаимным их положением и может меняться от 0 до 2280 г·см и от 0 до 1650 г·см для первой и второй опоры соответственно. Угловое положение сегментов задаётся путём их разворота относительно ротора КНД. Дискретность поворота сектора составляет 6° и 12° для первой и второй опоры соответственно.

Состояние ротора КНД при его балансировке на балансировочном станке на низкой частоте вращения и при его работе изделия отличается, это приводит к существенной статической, моментной и динамической неуравновешенности. Поэтому возникает необходимость балансировки ротора на рабочей частоте вращения.

Снизить дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой, возможно за счёт разработки моделей, которые позволят рассчитывать параметры его компенсации.

### **1.3 Причины возникновения повышенных вибраций изделий**

Среди множества причин отказов ГТД наиболее значимая является повышенная вибрация. Эффективность ГТД во многом зависит от надёжности его деталей, поскольку они работают в агрессивной среде, такие как высокая скорость вращения и температура. В ходе работы двигателя возникают деформации его элементов. Это может привести к выходу из строя всего двигателя или его поломки. Таким образом, выявление на ранних стадиях проблем в двигателе играет важную роль, так как оказывает влияние на долговечность, безопасность, доступность, эффективность и надёжность ГТД.

Отказы двигателей могут возникать по следующим причинам: человеческая ошибка, стихийные бедствия, механическая и электрическая неисправность. Одной из причин, вызывающей механическую неисправность двигателя, является вибрация. Она разделяется на статическую и динамическую неуравновешенность. Динамическая неуравновешенность возникает из-за неуравновешенной возбуждающей силы по причине неточности изготовления лопаток и прочих факторов. Экстремальная механическая вибрация может вызвать большое периодическое напряжение, стационарное центробежное напряжение и изгиб, что

приводит к усталостному разрушению лопаток рабочих колёс двигателя [1]. Разрушение лопаток двигателя в процессе его работы оказывает существенное влияние на функциональные характеристики двигателя [2], КПД, затраты на техническое обслуживание и ремонт [3]. Разрушительные вибрации в ГТД могут быть вызваны различными факторами, такими как разбалансировка ротора [4], критическая скорость [5] и трение [6]. Среди них наиболее распространённой причиной вибрации машин является разбалансировка ротора, вызывающая разрушение основных компонентов машины, в частности муфт, подшипников, шестерён и уплотнений [7, 8]. Поэтому, чтобы увеличить время безотказной работы изделия, снизить его вибрацию и затраты на техническое обслуживание, необходимо контролировать параметры вращающегося ротора. Кроме того, динамический анализ ротора является ещё одной важной частью, связанной с установлением вибрационной реакции и критических скоростей (а именно фазового угла и амплитуды), которые ниже скорости циркуляции [9]. Трение ротор-статор во вращающихся машинах считается одной из основных опасностей для работы машин, связанной с дисбалансом ротора, перекосом вала и деформацией корпуса [10]. Более того, при соприкосновении нескольких проводников (обычно более двух) между собой возникают короткие витки в обмотках ротора, препятствующие нормальной работе генератора. Анализ основных причин возникновения повышенных вибраций изделия показал, что к ним относятся: отличие условий работы и балансировки изделия (гибкий ротор), нарушение центрирования деталей между собой, изменение геометрии ротора под действием нагрузок, отклонения расположения профилей пера лопаток и прочие факторы.

#### **1.4 Обзор методов и оборудования балансировки РК**

Гибкие роторы требуют проведения многоплоскостной балансировки на высокой скорости вращения. Однако иногда допустима балансировка гибкого ротора на низкой скорости вращения. Для балансировки на высокой скорости используют два основных метода. Первый метод называется «Балансировка по модам вибрации», который предложен в 1959 г. Бишопом [1] и Гладуэллом [2] и

развит другими исследователями [3–8]. Второй метод называется «Балансировка по динамическим коэффициентам влияния», предложенный в 1964 г. Гудменом [9] и развит Лундом [10], Тоннесеном [11] и др.

Зачастую на практике используют сочетание двух методов с применением вычислительной техники и специальных программ расчёта. Использование любого из двух методов требует серии тестовых прогонов. При использовании метода модальной балансировки на выявление дисбаланса ротора влияют опорные свойства подшипников, особенно высокие коэффициенты демпфирования. В то время как для метода балансировки с коэффициентом влияния опорные свойства подшипников не влияют на выявление дисбаланса, но неправильное расположение точек измерения может привести к плохо обусловленной матрице коэффициентов и привести к отказу этого метода. Дарлоу и Смолли [12, 13] и Дрекслер [14] предложили балансировать гибкие ротора, объединив преимущества этих двух методов, но тестовые прогоны все ещё необходимы.

#### **Балансировка без пробных прогонов.**

Два вышеописанных метода требуют использования большого количества пробных прогонов, которые влекут за собой затраты и потери времени, что сокращает срок службы роторных машин. Балансировка роторов без тестовых прогонов исключает названные недостатки и разделяется на следующие способы:

- 1) уравнивание без внешнего возбуждения;
- 2) уравнивание с внешним возбуждением.

Рассмотрим каждый из названных способов.

#### **Способ уравнивания без внешнего возбуждения.**

В 1978 г. Gasch и Drechsler [25] исследовали неуравновешенность роторно-подшипниковой системы методом определения модальных параметров без пробных прогонов и внешнего возбуждения. В 1982 г. Palazzolo и Gunter [26] использовали этот метод для выявления дисбаланса многодисковой роторно-подшипниковой системы. В 1983 г. метод был дополнительно применён для идентификации неуравновешенности многодисковой роторно-подшипниковой системы [27] с учётом первоначальной деформации ротора. Zhu [28, 29]

предложил аналогичный метод в 1990 году и обсудил метод обработки данных. Эксперименты показывают, что метод подходит для роторов с подшипниками качения, но неприменим к роторам с масляными подшипниками качения. Это связано с тем, что коэффициенты жёсткости и демпфирования масляных подшипников скольжения изменяются при изменении скорости вращения.

Для решения поставленной задачи эти коэффициенты были выражены в виде квадратичной функции скорости вращения и определены вместе с неуравновешенностью ротора на основе разработанной динамической модели системы «ротор-подшипник». Основываясь на методе матрицы Ricatti, Xia [30] предложил метод определения дисбаланса ротора и коэффициентов жёсткости и демпфирования подшипников в 1986 году. Zheng [31], Huang [32], Zhu [33], Wang [34], Bi [35], Lee и Shin [36] продолжили исследования в этой области. Они измерили реакцию подшипникового блока на дисбаланс, построили уравнение, используя метод матрицы Ricatti или метод конечных элементов, и изменили скорость вращения, чтобы построить достаточное количество уравнений. Дисбаланс ротора, а также коэффициенты жёсткости и демпфирования подшипников скольжения были получены путём решения системы уравнений. Однако выражение коэффициентов жёсткости и демпфирования подшипников скольжения как квадратичной функции скорости вращения не соответствует экспериментальным данным. Использование данного метода приведёт к ошибкам моделирования и определению дисбаланса и должно быть подтверждено экспериментально.

#### **Способ уравнивания при внешнем возбуждении.**

Glienicke [37] и Mitchell [38] пытались определить дисбаланс ротора, а также коэффициенты жесткости и демпфирования подшипников путём приложения к ротору гармонической возбуждающей силы. В работе [39] определялся дисбаланс ротора, а также коэффициенты жёсткости и демпфирования подшипников, применяя возбуждения различной частоты. Основываясь на методе, предложенном Stanway [41], Hiroshi Iida [40] провёл эксперимент, применяя импульсное возбуждение к двухдисковой и однодисковой системе подшипников ротора для определения дисбаланса ротора, а также

коэффициентов жёсткости и демпфирования. В Zheng и Xu [42] попытались определить дисбаланс ротора, а также коэффициенты жёсткости и демпфирования путём применения дополнительного дисбаланса к ротору. Rao, Zhou и Fu [43] применили переходное возбуждение ротора для определения этих параметров. Tang и Wen [44] использовали массу, прикреплённую к ротору, для достижения кратковременного возбуждения, когда ротор начинал вращаться. Lou [45–47] использовал активный магнитный исполнительный механизм для получения внешнего возбуждения и попытался определить неуравновешенность ротора, а также коэффициенты жёсткости и демпфирования, используя уравнения, построенные путём объединения принципа Даламбера с методом Ритца. При балансировке крупногабаритных роторов необходимо использовать возбудитель большой мощности. Использование мощных возбудителей трудно реализуемо и может привести к повреждению ротора.

Рассматривая ротор как идеально упругое тело, модель Эйлера-Бернулли [48, 49], модель Рэлея [50–53] и модель Тимошенко представляют собой три вида непрерывных моделей для неуравновешенной роторно-подшипниковой системы.

Аналитическое решение модели Эйлера-Бернулли с фиксированной, шарнирной и свободной опорой было получено путём разделения переменных [38]. Была предложена модель Рэлея и Тимошенко с фиксированными, шарнирными и свободными опорами, но алгоритмом дискретизации было решено Рэлея-Ритца [50]. Исследовано дифференциальное уравнение неуравновешенной системы ротор-подшипник и предложен новый вид решения уравнения [54–57]. Целевая функция  $f(z)$  играет важную роль в её аналитическом решении. Однако выбор требуемой целевой функции  $f(z)$  для обеспечения точности и сходимости алгоритма зависит от личного опыта. Следовательно, непрерывная модель неуравновешенного ротора хорошо разработана, но силы подшипников и диска не учитываются. Применительно к усилиям подшипников и диска модели будут представлять собой систему неоднородных дифференциальных уравнений в частных производных четвёртого порядка с однородным граничным условием, однако универсального метода их решения пока не существует. При использовании метода интегрального преобразования

трудно добиться обратного преобразования. Разделение переменных можно использовать только для решения однородной системы уравнений в частных производных с однородным граничным условием. Таким образом, построение непрерывной модели с учётом сил эксцентрикового диска и подшипников и нахождение её аналитического решения являются ключевыми.

### **Оборудование для балансировки роторов.**

Повышенная вибрация современных турбин, генераторов, электродвигателей, насосов, ГТД и других роторных машин является актуальной проблемой на сегодняшний день. Качественная балансировка роторов на стадии их изготовления или ремонта оказывает основное влияние на вибрационную надёжность роторных машин. На производстве для снижения или устранения неуравновешенности узлов и изделий используют балансировочные станки. Балансировочный станок представляет собой высокоточное оборудование, оснащённое электронной измерительной системой, с помощью которой определяется величина и точное место статической или динамической неуравновешенности.

Простейшим устройством для статической балансировки являются ножи или призмы, установленные строго горизонтально и параллельно.

Динамическая неуравновешенность роторных машин устраняется с использованием специализированных станков, состоящих из следующих элементов: опор, на которые помещается изделие, привода и измерительного оборудования. Конструктивно балансировочные станки различают с податливыми и жёсткими опорами.

Особенностью податливых опор является возможность совершать колебания под воздействием неуравновешенности вращающегося ротора. Амплитуда и фаза колебаний информирует о неуравновешенности ротора.

Жёсткие опоры исключают колебания ротора и за счёт этого испытывают динамическое давление. Информация о неуравновешенности ротора в этом случае получают за счёт измерения динамических реакций в опорах и фазу. Опоры снабжены датчиками, преобразующими колебания (или силы) в электрические сигналы, которые затем поступают в измерительное оборудование. Состав

измерительного оборудования и информация о неуравновешенности зависят от назначения балансировочного станка.

Ротор вместе с опорой станка образует колебательную систему, которая колеблется с собственной частотой. При вращении ротора вокруг собственной оси, силы инерции неуравновешенных масс ротора вызовут колебания опор станка и при совпадении частоты вращения ротора с собственной частотой колебательной системы наступает явление резонанса.

По режиму работы и конструктивному исполнению различают три типа балансировочных станков: 1) дорезонансного; 2) резонансного; 3) зарезонансного.

Общий вид балансировочных станков представлен на рисунке 1.2 (на следующей странице).



а



б



в

Рисунок 1.2 – Общий вид балансировочных станков: а) дорезонансного;  
б) резонансного; в) зарезонансного

В станках дорезонансного типа частота вращения балансируемого ротора, соответственно, меньше частоты собственных колебаний системы станка. Для станков резонансного типа частота вращения ротора при балансировке равна частоте собственных колебаний системы станка.

В зарезонансном балансирующем станке при балансировке ротора частота вращения больше частоты собственных колебаний механической системы станка. Целью использования балансирующих станков является уравнивание ротора при помощи установки или снятия корректирующих грузов. Методика балансировки для каждого типа станка различается.

Также для динамической балансировки и разгонных испытаний роторов ГТД используют разгонно-балансирующие стелды, оснащённые вакуумной камерой, которая позволяет достичь рабочих частот вращения изделия.

Использование разгонно-балансирующих стелдов позволяет выполнить за один установ следующие операции балансировки ротора: высокоскоростное измерение дисбаланса на рабочей скорости; низко- и высокоскоростная балансировка гибких роторов с любым количеством форм прогиба и плоскостей коррекции по методу коэффициентов влияния; динамическое выравнивание гибких роторов; низкоскоростная балансировка; проверка прочности материалов роторов на скоростях выше рабочих; измерение биений и прогибов роторов.

На рисунке 1.3 представлен разгонно-балансирующий стелд фирмы «Schенck», установленного на предприятии «Газэнергосервис» в городе Брянске.



Рисунок 1.3 – Разгонно-балансирующий стелд фирмы «Schенck»

Названный стенд предназначен для динамической балансировки роторов с диаметром опорных шеек до 306 мм на различных оборотах. Масса балансируемых роторов составляет от 30 кг до 12500 кг.

Комплекс разгонных стендов находится в ЦИАМ [58]. Наименование стендов и их характеристики представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Наименование и характеристики стендов в ЦИАМ

№ п/п	Стенд	Расположение оси стенда	Вакуум, мбар	Привод		n <sub>max</sub> объект, об/мин	Параметры объекта испытаний (max)			T <sub>max</sub> , °C (метод нагрева)
				Тип	Мощность, кВт		Масса ротора, кг	Диаметр ротора, мм	Длина ротора, мм	
1	T14-01Б	Верт.	60	Электро-двигатель	730	30000 60000	1500	2000**	1400	700 (вихре-токовый)
2	T14-21Б	Гор.	60	Электродвигатель	90	60000	50	700 (850 при частично м съёме брони)	450	-
3	Э-1029	Гор.	20	Электро-двигатель	300	80000	40	800	900	-
4	У-365	Гор.	Атм. усл.	Электродвигатель	360	48000	120	800**	700	> 800 (за счёт трения вращающегося колеса о воздух)
5	РС-1Д	Верт.	0,04	Малоинерционная реверсивная воздушная турбина*	160	24000 60000 100000	1350 90 45	1300	1000	800 (электронагреватели)
6	РС-2Ц				30 7,5					

Стенды T14-01Б, T14- 21Б, Э1029, У365 разработаны в институте и введены в эксплуатацию более 25 лет назад. Стенды РС-1Д и РС-2Ц разработаны фирмой

Test Devices Inc. (США) по техническому заданию ЦИАМ и введены в эксплуатацию в 2011г.

### **1.5 Обзор моделей расчёта сборочных параметров изделий**

Разработкой моделей оценки сборочных параметров роторов ГТД занимались следующие авторы: Непомилуев В.В., Ильина М. Е., Кравченко И.Ф., Кондратюк Э. В., Титов В. А., Филимонихин Г. Б., Пейчев Г. И., Качан А. Я., Демин Ф. И., Шевелев А. С., Иващенко И. А.

Непомилуевым В. В. разработана математическая модель ротора ГТД, которая позволяет выполнять оценку влияния технологических факторов изготовления деталей на функциональные характеристики изделия. Модель позволяет определять условия сборки ротора и рассчитывать величину сборочных параметров. Представленная модель реализована в виде программного обеспечения, позволяющего учесть суммирование погрешностей деталей и рассчитать оптимальные условия сборки ротора [59].

Ильиной М.Е. разработан ряд моделей, позволяющих реализовать технологию виртуальной сборки ротора. Автором разработана математическая модель технологического процесса сборки ротора серийного двигателя Д-30КУ. Модель выполняет расчёт сборочных параметров ротора, при этом учитываются линейные деформации сопрягаемых поверхностей и учитываются осевое усилие, необходимое для устранения зазоров при обрисовке дисков на вал. Программное приложение, основанное на использовании разработанных моделей, позволяет исключить повторяющиеся операции технологического процесса сборки ротора и повысить точность сборочных параметров за счёт определения оптимальных условий сборки ротора [60].

Кравченко И.Ф., Кондратюк Э.В., Титов В.А., Филимонихин Г.Б., Пейчев Г.И., Качан А.Я. [61] использовали классическую теорию об абсолютно жёстком поведении деталей при соединении для оптимизации сборки роторов осевых компрессоров ГТД барабанно-дискового типа. Был разработан технологический процесс сборки роторов, основанный на методике двух пробных сборок ротора, а

также предварительном определении такого взаимного положения элементов роторного пакета, при котором сборочная единица бы имела наименьшие распределения дисбалансов и наиболее прямую ось. В качестве исходных данных использовали показания эксцентриситетов деталей. Разработанный технологический процесс был внедрён в производстве предприятия ГП ЗМКБ «Прогресс» им. А.Г. Ивченко и ОАО «Мотор Сич».

Геометрические отклонения деталей оказывают существенное влияние на функциональные характеристики изготавливаемого изделия. Синтез допуска изучает влияние геометрических отклонений деталей на геометрическую точность изделия и его функциональные характеристики. Поэтому геометрические отклонения, полученные в ходе производственного процесса, должны быть ограничены допусками с целью обеспечения заданной точности сборочных параметров изделия.

За последние тридцать лет многие авторы решали проблему моделирования допусков и предложили различные методы [62-67]. Используя эти модели определения допуска, многие исследователи представили различные методы анализа и синтеза допуска. Наиболее типичные и общепризнанные методы варьируются от вариационного метода [68], матричного метода [69], метода векторной петли [70] до метода Якобиана-Торсора [71-73] и метода, основанного на T-map [74]. Тем не менее, эти традиционные методы анализа допусков, упомянутые выше, просто исключали влияние геометрических дефектов детали, которые неизбежны в процессе производства. Авторы рассматривали геометрические отклонения как номинальные поверхности, не имеющие дефектов. Такой способ упрощения может привести к неточности результатов анализа допусков. Влияние геометрических дефектов деталей на анализ допуска рассмотрено следующими авторами [75-77]. В работе [78, 79] был предложен достоверный способ учёта геометрических отклонений поверхностей деталей при анализе допуска. Поскольку в модели Skin могут быть интегрированы различные геометрические отклонения поверхностей деталей [80, 81] и имеется возможность доступа к моделированию сборки, а также анализу допусков [82]. Предложенная

модель продемонстрировала большой потенциал в приложении Computer Aided Tolerancing (CAT) [83, 84]. Тем не менее, собранные детали неизбежно должны иметь деформации во время реального процесса сборки из-за влияния внешних сил [85]. В существующих исследованиях методов, основанных на моделировании модели Skin, ещё не учитывалось совокупное влияние геометрических отклонений и локальных деформаций поверхности, которые могут оказывать значительное влияние на результаты анализа допусков в некоторых конкретных условиях. Что касается влияния деформаций, Grandjean и другие [86] моделировали локальные деформации поверхности чисто пластическим поведением материала во время допусков, но это не соответствовало поведению реальных деформаций. Guo и другие [87] представили линейную эквивалентную модель, но она требует конечно-элементной модели (КЭМ) для расчёта матрицы жёсткости, что ограничивает её эффективность. Следовательно, интеграция ошибок формы и локальных деформаций поверхности все ещё остаётся проблемой из-за сложности взаимодействия между ними.

В названных моделях не учитывается совместное влияние геометрических отклонений сопрягаемых поверхностей деталей и деформаций, вызванных силовыми факторами. Авторы предложили новую структуру анализа допусков, целью которой является рассмотрение совместного влияния геометрических отклонений деталей и локальными деформациями поверхности во время моделирования сборки и анализа допусков. Модель основана на модели Skin и КЭМ, называется CG-FFT.

## **1.6 Обзор моделей оценки дисбалансов РК**

Основным источником повышенной вибрации в районе передней опоры ГТД является дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой, с относительно крупными лопатками. Одной из причин возникновения неуравновешенности является технологические погрешности (изготовления лопастей рабочих колёс, неравномерность зазора между статором и ротором и

несоосность РК с валом, технологическим разбросом углов установки лопаток и их шагов), деформации пера лоток от действия центробежных и газовых сил и разбросом величины натягов по сопрягаемым поверхностям antivибрационных полок и другими факторами.

Дисбаланс РК, возникающий из-за неуравновешенной возбуждающей силы, вызван действием газового потока, который расположен в плоскости, перпендикулярной оси вращения ротора. Появление неуравновешенной возбуждающей силы вызвано тем, что равнодействующая проекция векторов от проекции газовой силы, возникающая от действия газового потока межлопаточного канала, не равна нулю. Что касается роторных механизмов, вибрации, вызванные дисбалансом ротора, зависят от частоты вращения. На практике дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой, обычно возникают при установке и эксплуатации ветряных турбин, и последствия его могут быть серьёзными.

Неточная центровка лопастей является основной неисправностью, отрицательно влияющей на производительность и нагрузки [88]. Эти неисправности вызывают большое количество ненужных простоев, что имеет финансовые последствия для определения положения и серьёзности сбоев. Кроме того, необходимо профессионально выявлять дисбалансы РК, вызванные неуравновешенной газовой силой, оптическими методами [89]. Однако это обычно относится только к дисбалансам РК большой величины. Теоретически дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой, можно уменьшить, регулируя индивидуальный шаг. Хотя определённые типы лопастей были разработаны с учётом эффекта дисбаланса ротора, конструкции в первую очередь направлены на минимизацию параметров скалярных напряжений, снижение нагрузки и оптимизацию конструкции, а эффект ограничивается дисбалансом ротора [90, 91]. Эта оптимизация может улучшить устойчивость к дисбалансам, однако их влияние нельзя компенсировать. Кроме того, это пассивная регулировка, по мере увеличения величины дисбаланса, вызванного

неуравновешенной газовой силой, эффект оптимизированной конструкции будет уменьшаться.

Предложенные в последнее время методы обнаружения дисбаланса ротора можно разделить на два типа. Одним из них является анализ вибрации, при котором состояния ротора идентифицируются по характерным параметрам сигналов вибрации. Другой – искусственный интеллект, в котором модели машинного обучения обучаются выявлять дисбаланс ротора.

Вибрационный анализ является эффективным инструментом контроля состояния и диагностики неисправностей [92]. Вибрационные сигналы являются важнейшими носителями диагностической информации; таким образом, обнаружение дисбаланса ротора с помощью сигналов вибрации имеет жизненно важное значение. В настоящее время для анализа вибрации используется несколько методов [93–96]. Хотя анализ вибрации был предметом многих исследований, лишь немногие из них были сосредоточены на дисбалансе ротора. Схема обнаружения и компенсации на основе расширенного фильтра Калмана была предложена в работе [97], разработавшей детектор аномалий в системе управления. Хотя в нем использовалась только стандартная модель управления, функциональные возможности существующего базового контроллера были увеличены при снижении затрат; однако этот метод не может определить характеристическую частоту. Другая группа подтвердила, что дисбаланс ротора оказывает негативное влияние на нагрузку на лопасти, аэродинамический коэффициент и кильватерный поток [98]. В [99] был предложен метод обнаружения неисправностей, основанный на анализе аэродинамического момента, который интегрировал анализ слежения за порядком и спектральную плотность мощности, а для определения типов неисправностей вычислялись амплитудные значения частот вращения в спектре мощности. В работе [100] был предложен подход к оценке условий работы ветряной турбины путём проведения анализа вибрации, где для классификации сигналов дисбаланса РК использовались методы детерминированной конечной автоматизации и распознавания образов. В настоящей работе в качестве объекта рассматривалось

ускорение гондолы и регистрировались периодические импульсы сигналов при выделении характеристических частот.

### **Методы.**

Метод искусственного интеллекта основан на технологии, управляемой данными, и использует модели искусственного интеллекта для автоматической классификации дисбалансов роторов. Самое большое преимущество глубокого обучения по сравнению с традиционными методами заключается в том, что методы глубокого обучения могут автоматически извлекать и анализировать признаки из данных [101]. Однако глубокое обучение в основном использовалось для обнаружения неисправностей в трансмиссиях, например, в редукторах ветряных турбин [102, 103]. Известно несколько случаев использования глубокого обучения для определения дисбаланса ротора. В [104] была предложена новая модель, направленная на определение и классификацию нарушений дисбаланса ротора турбин морских ветрогенераторов. В [105] была предложена методика определения и идентификации нарушений дисбаланса в больших ветряных турбинах, и единственным используемым входным сигналом была частота вращения ротора.

Вариационная модальная декомпозиция (VMD) – это метод декомпозиции сигнала, который одновременно разлагает многокомпонентный сигнал на несколько однокомпонентных сигналов. Данный способ позволяет избежать эффектов конечной точки и паразитных компонентов, встречающихся в итеративном процессе, и может работать как с нелинейными, так и с нестационарными сигналами [106].

Деконволюция максимального коррелированного эксцесса (MCKD) – это метод деконволюции для обнаружения ошибок в данных вибрации. Он может эффективно выделять периодическую составляющую импульса и ограничивать шумовое воздействие сигналов [107].

### **Автобалансиры.**

Автоматический динамический балансир (АДБ) — это тип устройства для автоматического подавления вибрации вращающихся механизмов. Вибрации

ротора, вызванные различными дисбалансами, могут быть устранены пассивно АДБ без особых усилий на систему питания, датчики и систему управления. Поэтому инженеры и исследователи уже целое столетие изучают возможности применения АДБ для измерения дисбаланса ротора. К достоинствам АДБ также можно отнести простоту изготовления и сборки. Схема АДБ представлена на рисунке 1.4.

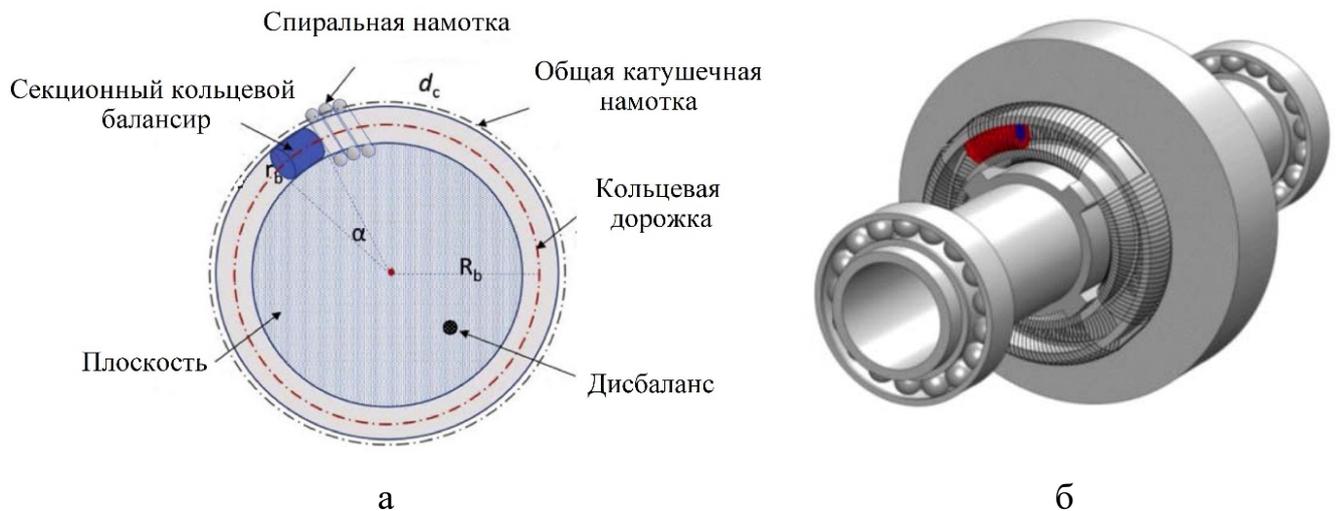


Рисунок 1.4 – Конструкция АДБ: а) в сечении; б) 3D–модель АДБ

Он состоит из круглой дорожки с вязкой жидкостью, установленной концентрически с ротором, и нескольких уравнивающих шаров, которые могут свободно вращаться в дорожке. Когда ротор работает на сверхкритической скорости, шарики балансиратора могут перемещаться в противоположную сторону от дисбалансной массы, таким образом, они могут уменьшить или даже устранить дисбалансную вибрацию ротора, компенсируя центробежную силу, создаваемую дисбалансной массой. Состояние идеальной балансировки может быть достигнуто, когда система ротора с АДБ достигает равновесия идеальной балансировки, поэтому вибрация дисбаланса ротора может быть полностью уменьшена. Thearle [108] провёл несколько экспериментов, чтобы показать эффективность АДБ при автоматической балансировке роторов при различных уровнях дисбаланса. Кубо и др. [109], Бовик и Хогфордс [110] провели некоторые теоретические исследования, чтобы показать

физический закон и математическую модель явления автобалансировки. Чанг и Ро [111] решили три типа точек равновесия для ротора с двухмассовой системой АДБ.

Согласно Линделлу [112], Chao и др. АДБ применялся в некоторых симметрично поддерживаемых плоских роторных системах, таких как стиральные машины, приводы оптических дисков и ручные станки [113], КИМ и др. [114]. DeSmidt [115] продемонстрировал эффективность АДБ для лопаточных дисков и турбомашин для подавления вибраций потери лопаток. Эти вращающиеся механизмы работают на своих сверхкритических скоростях, которые намного выше их критических скоростей. Однако, когда вращающееся оборудование должно работать на более низкой сверхкритической скорости, которая немного выше его критической скорости, существуют некоторые нежелательные движения, сосуществующие с идеально уравнивающим равновесием. Эти движения включают в себя два шарика-балансира, колеблющиеся вокруг своего идеального равновесия, один шар-балансир, вращающийся по круговой гонке, и колебание другого шара-балансира, два шара-балансира, вращающиеся вместе, и хаотические движения. Движение, при котором два шарика балансира вращаются вместе, считается наиболее нежелательным движением, которое может привести к ухудшению вибрации ротора.

Это движение обозначается как вихревой предельный цикл. В прошлом году Green и Champneys [116] провели бифуркационный анализ роторной системы, связанной с АДБ, в пространствах параметров, чтобы показать некоторые основные предельные циклы. Lu и Tien [117] идентифицировали сложные предельные циклы и решили наиболее нежелательный вихревой предельный цикл. Naidar и Palacios [118] модифицировали конфигурацию АДБ для улучшения переходных и установившихся характеристик. Su и DeSmidt [119] предложили и разработали усовершенствованный автоматический динамический балансировщик (УАДБ) для уменьшения предельного цикла вращения для симметрично поддерживаемой планарной роторной системы. Spannap [120] провёл анализ CFD для количественной оценки линейного коэффициента демпфирования вязкой жидкости АДБ. Naidar и Palacios [121] исследовали автоматический балансировочный станок с секционированной гусеницей и центробежными зажимами для повышения производительности при неоптимальной работе.

В то же время Jung и DeSmidt исследовали явление вихревого предельного цикла для планарной роторной системы с асимметричной опорой и обычным АДБ [122]. Выявлено более сложное вихревое поведение балансировочных шаров в предельном цикле на роторах с анизотропной подвеской, а затем идентифицировано влияние характеров подвески на вихревое предельное циклическое решение. Однако остаётся проблема, как добиться идеальных условий балансировки в более широком рабочем диапазоне для асимметричного ротора с использованием метода автоматической динамической балансировки. УАДБ не может применяться непосредственно для подавления дисбалансной вибрации для асимметричных роторов, поскольку многочастотный предельный цикл завихрения в системах с асимметрично поддерживаемым ротором/АДБ препятствует предполагаемому решению одночастотного предельного цикла завихрения для систем с симметрично поддерживаемым ротором/АДБ.

В частности, система симметричного ротора/УАДБ не зависит от времени, если получена во вращающейся системе отсчёта, а решение системы с предельным циклом вращения имеет гармоники, которые самовозбуждаются одной частотой вращения в качестве основной частоты [123, 124]. Однако система асимметричного ротора/УАДБ является изменяющейся во времени независимо от того, получена ли она в фиксированной системе отсчёта или во вращающейся системе отсчёта, и решение системы с вихревым предельным циклом имеет многочастотные гармоники, которые возбуждаются двумя несоизмеримыми основными частотами, частота вращения шаров и скорость вращения ротора. Кроме того, анализ решения предельного цикла вращения системы асимметричного ротора/УАДБ требует эффективных предварительных условий для многочастотных гармоник, представленных в решении предельного цикла вращения. В существующей статье [123] решение вихревого предельного цикла с многочастотными гармониками предполагается на основе анализа быстрого преобразования Фурье (БПФ) временных характеристик откликов исследуемой системы. Однако методы обработки сигналов, основанные на БПФ, могут разлагать сигналы только с одной основной частотой, поэтому предполагаемые частоты гармоник из БПФ могут быть неточными для определения решения предельного цикла завихрения. Поэтому в этой статье используется метод Matrix

Pencil Method (MPM) [125, 126], который может разлагать сигналы на несколько несоизмеримых частот, так что многочастотные гармоники вращающегося предельного цикла могут быть точно получены из временных характеристик изучал реакцию системы.

## **1.6 Выводы по главе 1. Цель и задачи исследования**

1. В ходе сборки РК пера лопатки изменяют свои линейные и угловые размеры. Окончательные геометрические размеры элементы РК принимают лишь при работе. Состояние ротора КНД при его балансировке на балансировочном станке на низкой частоте вращения и при его работе изделия отличается, это приводит к существенной статической, моментной и динамической неуравновешенности. Динамическая неуравновешенность возникает из-за неуравновешенной возбуждающей силы по причине неточности изготовления лопаток и прочих факторов. Поэтому возникает необходимость балансировки ротора на рабочей частоте вращения.

2. Выполнен анализ основных причин возникновения повышенных вибраций изделий, к ним относятся: отличие условий работы, нарушение центрирования деталей между собой, изменение геометрии ротора под действием нагрузок, отклонения расположения профилей пера лопаток.

3. Анализ опубликованных работ показал необходимость разработки методик для оценки и снижения дисбаланса РК, вызванного неравномерностью газодинамических сил в компрессорной решётке, которые позволяли бы учитывать: 1) отклонения расположения профилей пера лопаток; 2) разброс величин деформаций пера лопаток под действием центробежных и газовых сил, приводящих к различному изменению углов установки профилей и шагов; 3) разброс величин натягов по контактным поверхностям антивибрационных полок.

4. Обзор публикаций, посвящённых вопросам разработки моделей расчёта сборочных параметров изделий, показал, что в моделях не учитывается совместное влияние геометрических отклонений сопрягаемых поверхностей деталей и деформаций, вызванных силовыми факторами.

5. Сложные модели, учитывающие одновременно нагрузки и геометрические отклонения деталей, будут требовать высокую квалификацию специалиста, его использующего. Разработка программного приложения позволило бы снизить требования к квалификации специалиста. Разработка технологической инструкции использования программного приложения упростило бы внедрение в производство.

6. Анализ опубликованных работ показал необходимость разработки зависимостей, описывающих взаимосвязь между геометрическими отклонениями деталей и неуравновешенными газовыми силами РК.

В связи с этим была поставлена цель исследования – «Снижение дисбаланса РК ГТД посредством совместного учёта неравномерности газовых сил в компрессорной решётке и геометрических отклонений профилей пера лопаток». Для достижения заданной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать метод снижения дисбаланса РК ГТД, вызванного неравномерностью газодинамических сил в компрессорной решётке из-за отклонений расположения профилей пера лопаток.

2. Разработать методику создания параметрической модели оценки дисбаланса РК, учитывающей действующие в узле нагрузки и отклонения расположения профилей пера лопаток.

3. Сформировать зависимости, действующих на лопатку РК при работе изделия газовых сил от отклонения расположения профилей пера лопаток, нагрузок и сборочных параметров для дальнейшего определения дисбаланса.

4. Провести теоретико-экспериментальных исследований влияния отклонений расположения профилей пера лопаток РК на величину его дисбаланса.

## 2 РАЗРАБОТКА МЕТОДА ДЛЯ ОЦЕНКИ И СНИЖЕНИЯ ДИСБАЛАНСА РК С УЧЁТОМ ВЛИЯНИЯ ОТКЛОНЕНИЙ РАСПОЛОЖЕНИЯ ПРОФИЛЕЙ ПЕРА ЛОПАТОК

В данной главе представлена метод оценки и снижения дисбаланса РК, учитывающая влияния отклонений расположения профиля пера лопаток на неравномерность газодинамических сил в компрессорной решётке и позволяющая определять условия компенсации дисбалансов на этапе выполнения сборочных работ. Метод при оценке учитывает следующие факторы: отклонения расположения профилей лопаток; деформации пера лопаток, возникающие в процессе сборки и рабочем состоянии РК; величину натяга по антивибрационным полкам. Разработана методика создания параметрической модели для оценки дисбаланса РК, отличающаяся совместным учётом натяга по антивибрационным полкам, величин отклонений расположения профилей пера лопаток и действующих нагрузок, включая центробежные силы, температуру и давление газового потока. Методика позволяет проводить совместный учёт влияния отклонений расположения профилей пера лопаток и действующих нагрузок, включающая этапы расчёта: распределения давления и температуры по перу лопатки; деформаций геометрии пера лопатки с учётом термосилового воздействия; неуравновешенных сил, воздействующих на рабочее колесо; дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, и условий его компенсации при сборке РК. Проведён анализ и выявлены наиболее вероятные отклонения расположения пера, встречающиеся на производстве для лопаток РК первой ступени. Проведено теоретическое исследование влияния режима работы, натяга по антивибрационным полкам, нагрузок и геометрических отклонений на деформацию пера лопатки и дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой. В следующем разделе будет приведена разработанная методика оценки и снижения дисбаланса РК, вызванного возникновением неуравновешенной возбуждающей силы при работе узла из-за отклонения расположения профилей пера лопаток.

## **2.1 Метод оценки и снижения дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой**

В текущем разделе приведена метод оценки и снижения дисбаланса РК, вызванного возникновением неуравновешенной газовой силы при работе узла с учётом влияния отклонений расположения профилей пера лопаток. Предлагаемая метод учитывает факторы, оказывающие влияние на дисбаланс РК, к которым относятся:

- отклонения расположения профилей лопаток;
- деформации пера лопаток, возникающие в процессе сборки и рабочем состоянии РК;
- величину натяга по антивибрационным полкам.

Учёт выбранных факторов обусловлен нижеизложенными причинами. Изготовленные лопатки характеризуются геометрическими отклонениями элементов пера, к числу которых относятся: величина смещения и угол разворота контрольных сечений относительно заданных в конструкторской документации положений. Положение частей лопатки в процессе сборки РК определяются величинами натягов по сопрягаемым поверхностям антивибрационных полок лопаток и значениями зазора в замковом соединении лопатка-диск. Собранное РК образует замкнутый контур, состоящий из диска и лопаток, тем самым формируя его напряжённно-деформированное состояние. Наиболее существенная часть величины деформации пера лопатки приходится на кручение пера лопатки. Как результат, каждый профиль лопатки приобретает уникальную форму, а отдельно взятый межлопаточный канал РК имеет индивидуальную площадь проходного сечения. Процесс работы ГТД сопровождается воздействием центробежной и газовой сил на элементы РК. Силовые воздействия в РК приводят к изменению шага углов контрольных сечений профилей лопаток и шагов установки лопаточных венцов. Рабочий процесс РК характеризуется такими параметрами, как: степень повышения давления, расход воздуха, температура и параметры газовой среды.

Вышеизложенные причины приводят к появлению неравномерности течения газового потока через отдельные межлопаточные каналы РК. В результате возникают неуравновешенные газовые силы, которые являются причинами возникновения дисбаланса РК.

Метод оценки и снижения дисбаланса РК содержит следующие этапы расчёта:

- 1) подготовка исходных данных;
- 2) оценка дисбаланса и расчёт параметров его компенсации с учётом деформации пера лопаток.

Метод предусматривает тесное взаимодействие с этапами сборки и балансировки РК. На рисунке 2.1 приведена блок-схема методики и её взаимодействие с этапами производства и сборки РК.

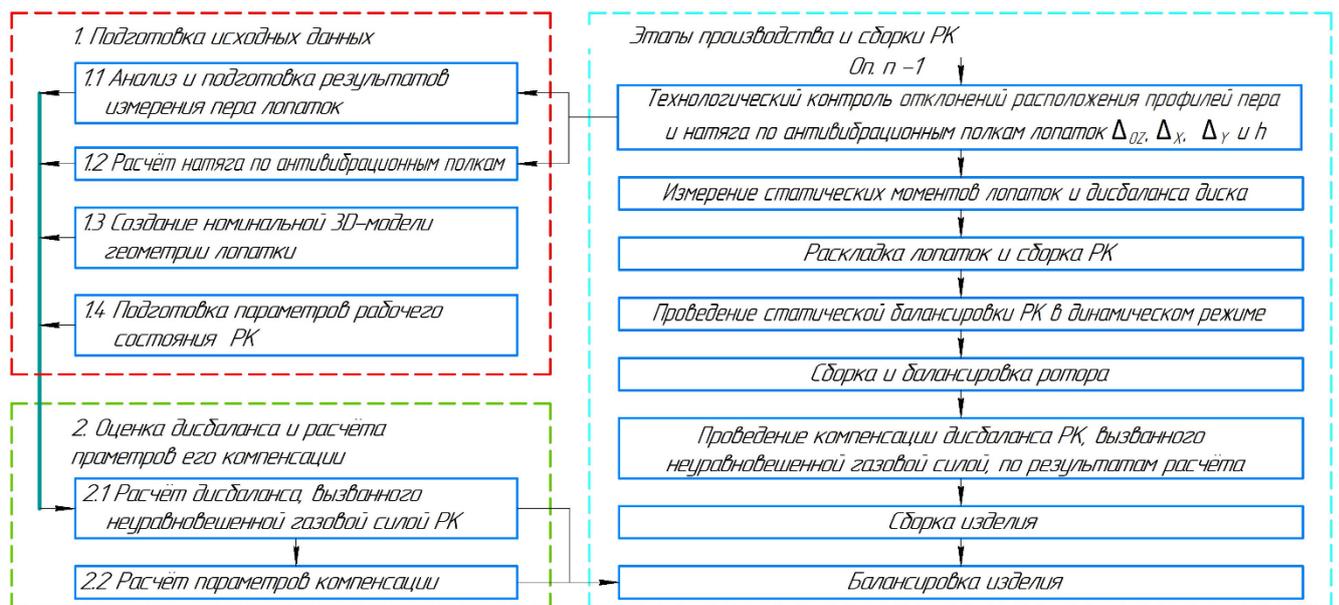


Рисунок 2.1 – Блок-схема метода оценки и снижения дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой

Рассмотрим этапы методики.

Первый этап метода включает подготовку исходных данных, оказывающих влияние на исследуемый дисбаланс РК.

На первом шаге выполняется анализ и подготовка результатов измерения отклонений расположения профилей пера лопаток, лежащих в пределах допуска, таких как: углы разворота  $\Delta_{OZ}$  вокруг оси OZ, величин смещений  $\Delta_x$  и  $\Delta_y$  сечений вдоль осей OX и OY соответственно.

В ходе второго шага проводится расчёт натяга по антивибрационным полкам  $h$  в соответствии с измеренным углом закрутки пера лопатки после установки в РК. При расчёте используются функции зависимости величины натяга по антивибрационным полкам лопаток РК для рассматриваемого изделия.

Третий шаг включает создание номинальной 3D-модели геометрии сектора проходного лопатки. Твёрдотельная 3D-модель сектора проходного сечения образуется путём вычитания из проходного объёма РК геометрии 3D-модели лопатки. Сектор с двух сторон ограничивается сложнопрофильными поверхностями, которые повторяют закрутку профиля лопатки. С входной и выходной сторон части сектора добавляется проходной объём. Все 3D-модели деталей создаются согласно номинальным размерам, заданным в конструкторской документации. В качестве примера на рисунке 2.2 приведён внешний вид 3D-модели сектора РК.

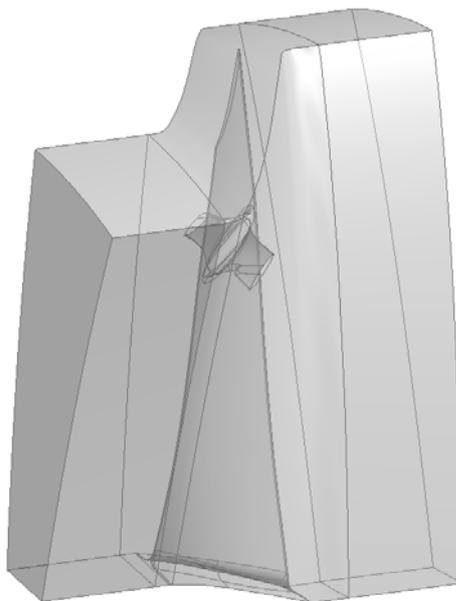


Рисунок 2.2 – 3D-модель сектора проходного сечения РК

На четвертом шаге рассчитываются усреднённые параметры: расхода воздуха через сектор  $G$ , значения статического давления  $P$  и температуры  $T$  на входе в РК для серии изделий.

В ходе второго этапа проводится оценка дисбаланса и расчёт параметров его компенсации с учётом деформации пера лопаток, возникающих в процессе сборки и рабочем состоянии РК.

Дисбаланс  $D_a$  РК, вызванный неуравновешенной газовой силой, можно представить в виде функции:

$$D_a = f(G_z, W), \quad (2.1)$$

где  $G_z$  – геометрические отклонения деталей;

$W$  – параметры рабочей среды.

Геометрические отклонения лопаток определяются функцией:

$$G_z = f(G_{изм}, G_{деф}), \quad (2.2)$$

где  $G_{изм}$  – изменение геометрии лопаток при работе изделия;

$G_{деф}$  – измеренные геометрические отклонения деталей.

Геометрические отклонения деталей представлены множеством параметров:

$$G_{изм} = \{l, \overline{\Delta_X}, \overline{\Delta_Y}, \overline{\Delta_{OZ}}\}, \quad (2.3)$$

где  $l$  – расстояние между сопрягаемыми поверхностями антивибрационных полков лопаток.

Изменение геометрии лопаток при работе изделия определяется функцией:

$$\{\overline{\Delta_X}, \overline{\Delta_Y}, \overline{\Delta_{OZ}}\} = G_{деф}(T_l, P_l, \overline{F_u}, h), \quad (2.4)$$

где  $T_l$  – распределение температуры по перу лопатки;

$P_l$  – распределение давления по перу лопатки;

$F_u$  – центробежная сила;

$h$  – натяг по антивибрационным полкам лопатки.

Функцию распределения температуры по перу лопатки  $T_l$  можно представить в виде:

$$T_l = T_l(W). \quad (2.5)$$

Функцию распределения давления по перу лопатки  $P_l$  можно представить в виде:

$$P_l = P_l(W). \quad (2.6)$$

Центробежную силу  $F_u$ , действующую на перо лопатки, можно представить в виде функции:

$$F_u = F_u(W). \quad (2.7)$$

Функцию зависимости натяга по антивибрационным полкам лопатки можно представить:

$$h = h(G_{изм}, W). \quad (2.8)$$

Параметры работы изделия представлены множеством:

$$W = \{n, G, P, T, C\}, \quad (2.9)$$

где  $n$  – частота вращения ротора;

$G$  – расход воздуха через единичный сектор РК;

$P$  – статическое давление на входе в РК;

$T$  – статическая температура на входе в РК;

$C$  – параметры рабочей среды.

В ходе второго шага рассчитываются параметры, необходимые для компенсации рассматриваемого дисбаланса РК. Масса корректирующего груза  $m$  находится как отношение величины дисбаланса РК  $D_a$  к радиусу расположения корректирующего груза  $r$ . Угловое расположение  $\beta$  вектора неуравновешенной силы находится как отношение скалярного произведения суммарных проекций газовых сил РК на произведение их длин. Корректирующий груз должен располагаться на диаметрально противоположном углу вектора неуравновешенной силы. Рассмотренный этап методики может быть реализован с использованием конечно-элементной модели.

Рассчитанные параметры передаются в цех для проведения балансировки изделия. Предлагается ввести дополнительную технологическую операцию, в

которой выполняется добавление корректирующего груза или снятие необходимой массы, позволяющие компенсировать возникающий в ходе работы РК его дисбаланс  $D_a$ .

В последующем разделе будет представлена методика создания параметрической модели оценки дисбаланса РК ГТД.

## 2.2 Разработка методики создания параметрической модели оценки дисбаланса РК ГТД

В разделе приводится методика создания параметрической модели оценки дисбаланса РК ГТД, учитывающей отклонения расположения профилей пера лопаток в параметрическом виде, действующие при работе нагрузки и позволяющая оценить возникающую неуравновешенную силу. Методика включает использование CAD и CAE-систем «NX» и «ANSYS Workbench» соответственно. Хранение, загрузка и выгрузка исходных данных, а также параметров компенсации дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, выполняется с использованием табличного редактора «Excel». Взаимодействие программных систем приведено в виде блок-схемы на рисунке 2.3.

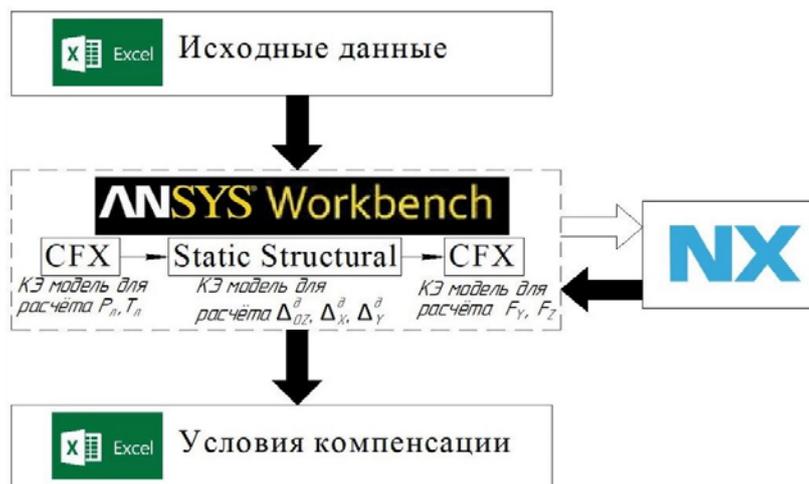


Рисунок 2.3 – Блок-схема взаимодействия программных систем и их модулей

Методика учитывает факторы, оказывающие влияние на дисбаланс РК, к которым относятся:

- отклонения расположения профилей лопаток;

- деформации пера лопаток, возникающие в процессе сборки и рабочем состоянии РК;
- величину натяга по антивибрационным полкам.

Использование КЭ моделей в методике позволяет выполнять связанные газодинамический и статический расчёты, тем самым учитывать вышеизложенные факторы. На рисунке 2.4 приведена блок-схема методики.

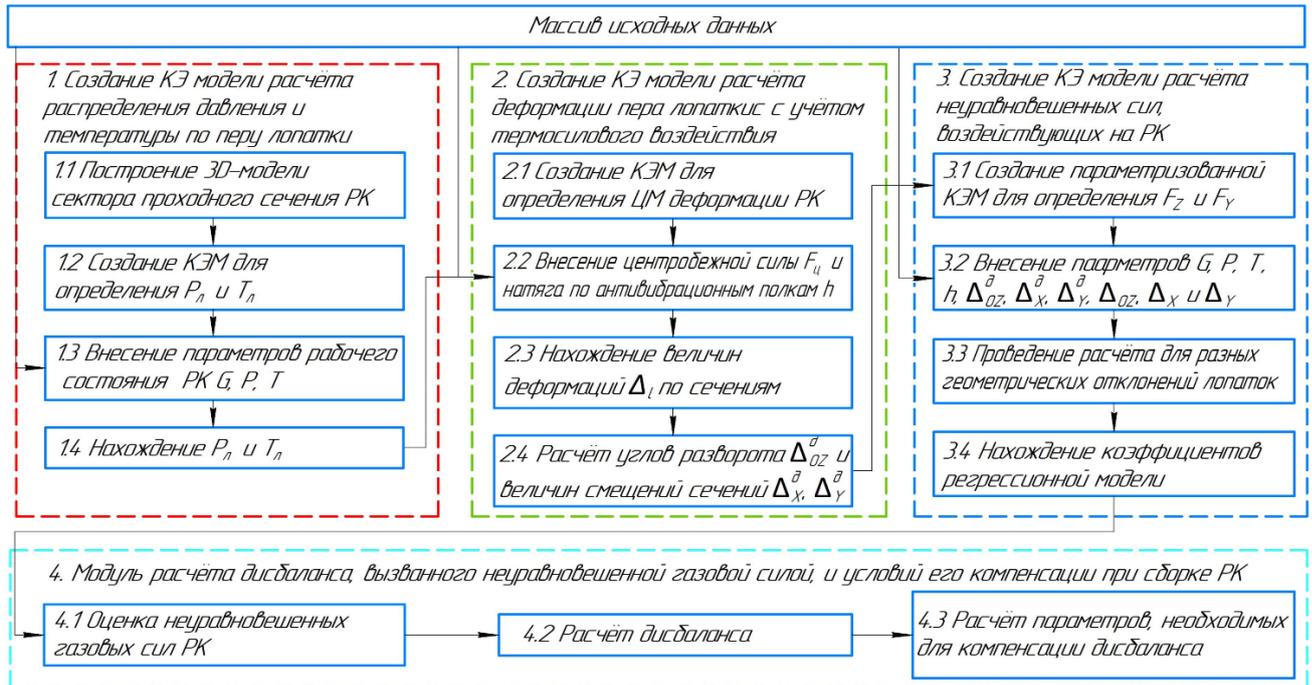


Рисунок 2.4 – Блок-схема методики создания параметрической модели оценки дисбаланса РК ГТД

Вначале формируются массив исходных данных параметров  $G, P, T, n, h, \Delta_{OZ}, \Delta_X$  и  $\Delta_Y$  в виде таблицы, которая сохраняется в формате «.xlsx».

На первом этапе методики создаётся газодинамическая конечно-элементная модель сектора РК, позволяющая рассчитывать распределения давления  $P_n$  и температур  $T_n$  по перу лопатки для соответствующих рабочих параметров узла: расход воздуха через сектор  $G$ , значение статического давления  $P$  и температуры  $T$ .

Первый шаг включает построение 3D-модели сектора проходного сечения РК в CAD-модуле «NX». Вначале формируются модели проходного объёма РК и лопатки согласно их номинальным размерам. После чего из проходного объёма

РК вычитается 3D-модель лопатки. Поверхности, состоящие из нескольких граней, объединяются. В модели сектора проходного сечения РК добавляется входная и выходная область, необходимые для стабилизации рассчитываемых газодинамических параметров. Построенная 3D-модель сектора РК должна импортироваться в САЕ-решатель «ANSYS Workbench» и связывается с параметрами «NX». Внешний вид 3D-модели сектора РК приведён на рисунке 2.2.

На втором шаге создаётся конечно-элементная модель сектора проходного сечения РК в модуле «CFX», в котором процесс течения воздуха описывается системой уравнений Навье-Стокса. Нестационарное уравнение Навье-Стокса выражает закон сохранения импульса движущейся жидкости и имеет вид [127]:

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla(\rho U \cdot U) = -\nabla p + \nabla \tau + S_M, \quad (2.10)$$

где  $U$  – вектор скорости;

$\rho$  – плотность воздуха;

$S_M$  – источниковый член, представляющий скорость изменения импульса единицы объёма жидкости под действием внешних массовых сил;

$\tau$  – тензор вязких и турбулентных напряжений, связанный со скоростью деформации.

Уравнение Навье-Стокса дополняется уравнением неразрывности, выражающем закон сохранения массы в потоке жидкости [128]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho U) = S_M. \quad (2.11)$$

При наличии теплообмена в жидкости систему уравнений необходимо дополнить уравнением сохранения полной энергии в потоке [128]:

$$\frac{\partial(\rho h_m)}{\partial t} - \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho U h_m) = \nabla(\lambda \nabla T) + \nabla(U \tau) + U S_M + S_e, \quad (2.12)$$

где  $h_m = h + \frac{1}{2}U^2$  – полная энтальпия с учётом кинетической энергии;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности жидкости;

$T$  – температура;

$\nabla(U\tau)$  – работа сил вязкого трения;

$US_M$  – работа внешних сил;

$S_e$  – тепловой поток из внешних источников на единицу объёма.

Для того чтобы система уравнений была замкнута, используются уравнения состояния для определения плотности и энтальпии, в общем случае они имеют вид [128]:

$$\begin{aligned} \rho &= \rho(p, T); \\ dh &= c_p dT + \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right) dp; \\ c_p &= c_p(p, T), \end{aligned} \quad (2.13)$$

где  $c_p$  – изобарная теплоёмкость газа.

Вышеуказанные уравнения решаются в САЕ-системе для каждого контрольного объёма. Проводится разбиение 3D-модели сектора проходного сечения РК на конечные элементы, которые имеют форму тетраэдров, и задаются граничные условия. Задаются параметры  $G, P, T, n$  и свойства рабочего тела. Их значения определяются по результатам численного моделирования всего компрессора [129]. Настройки разбиения расчётной области конечно-элементной сеткой соответствуют рекомендациям [130, 131]. Внешний вид КЭ модели сектора проходного сечения РК приведён на рисунке 2.5.

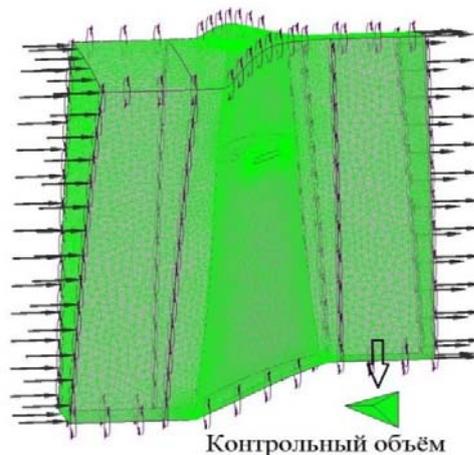


Рисунок 2.5 – Внешний вид КЭ модели сектора проходного сечения РК

Третий шаг предусматривает внесение в КЭ параметров рабочего состояния РК, таких как:

$G$  – расход воздуха через единичный сектор РК;

$P$  – статическое давление на входе в РК;

$T$  – статическая температура на входе в РК.

В ходе выполнения четвёртого шага проводится расчёт с использованием КЭ модели, построенной в модуле «CFX», и получение распределения давления и температуры по перу лопатки. В качестве примера на рисунке 2.6 приведены картины распределения давления и температуры по перу лопатки РК для максимального режима работы изделия.

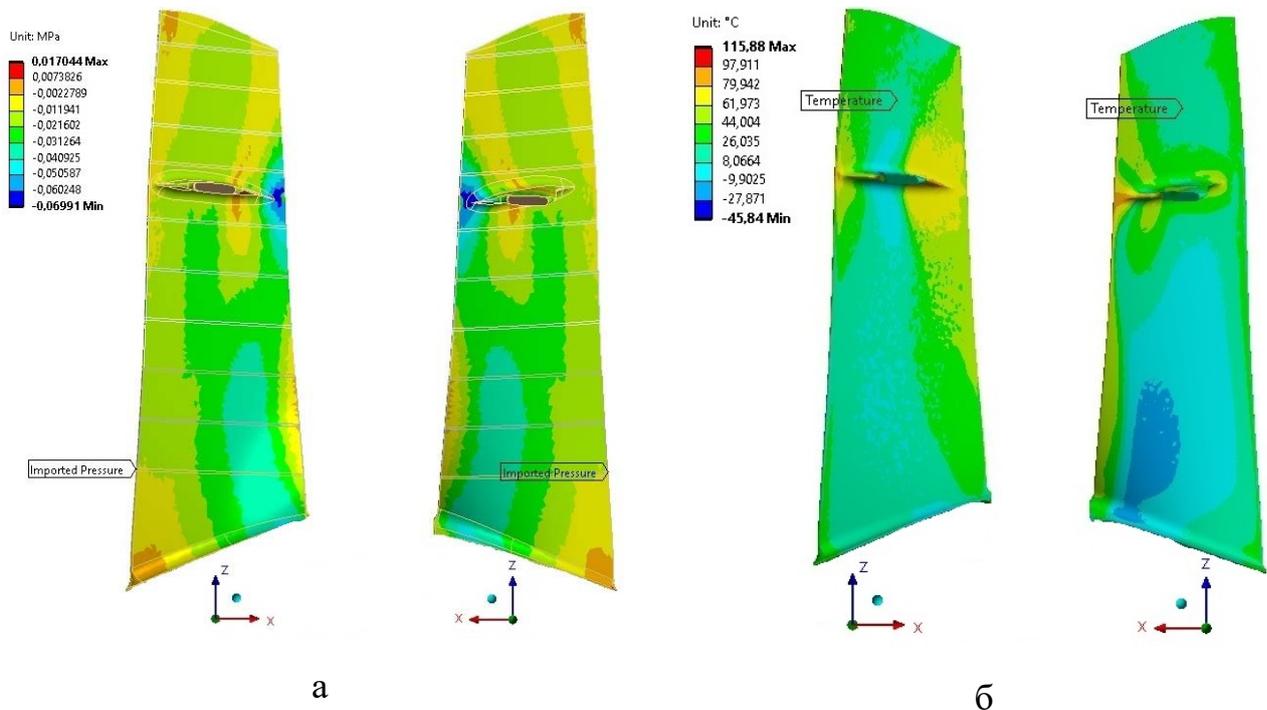


Рисунок 2.6 – Картины распределения параметров по перу лопатки РК:

а) давления; б) температуры

Полученные распределения импортируются в модуль «Static Structural» для дальнейшего расчёта деформации лопатки РК.

В ходе второго этапа методики рассчитываются деформации пера лопатки с учётом параметров  $T_l$ ,  $P_l$ ,  $F_y$  и  $h$ .

Первый шаг включает построение CAD и CAE-моделей сектора РК с целью расчёта деформации пера лопатки. В CAD-модуле «NX» строится 3D-модель сектора РК, включающую сектор диска, лопатку и части антивибрационных полок, имитирующих ответные лопатки. Построенная 3D-модель лопатки разделяется на части, которые ограничены сечениями, указанными в конструкторской документации. После чего части соединяются в единую модель и на ней задаются контрольные точки. Натяг по антивибрационным полкам задаются при помощи параметрических уравнений индивидуально для каждой из стороны лопатки. На рисунке 2.7 приведён внешний вид сборки сектора РК.

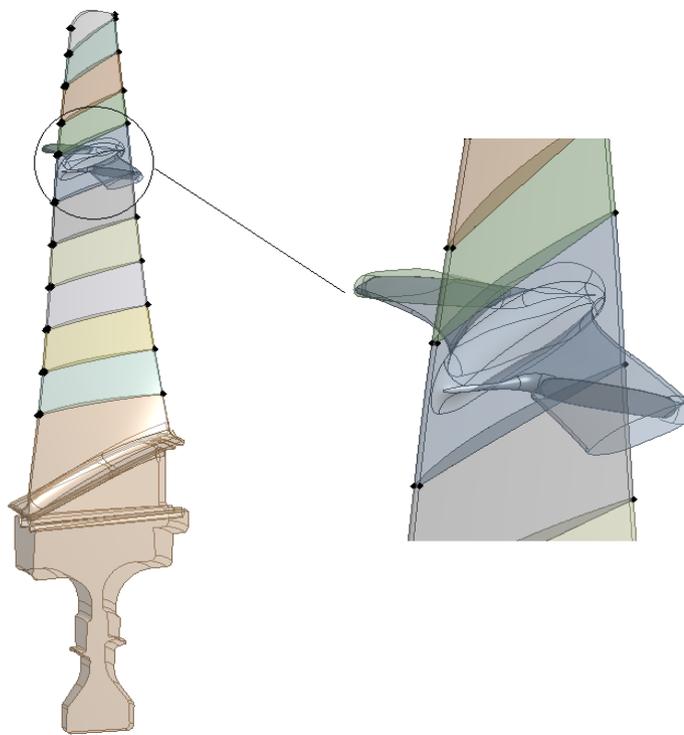


Рисунок 2.7 – 3D-модель сектора РК

Создание КЭ модели сектора РК для расчёта величины деформации  $\Delta_i$  в контрольных точках, расположенных на сечениях пера лопатки, выполняется с использованием модуля «Static Structural» системы «ANSYS Workbench». Перемещение единичного конечного элемента в CAE-системе рассчитывается исходя из выражения [132]:

$$\{F\} = [K]\{U_m\}, \quad (2.14)$$

где  $[K]$  – матрица жёсткости элемента;  
 $\{F\}$  – приложенные силы на элемент;  
 $\{U_m\}$  – перемещения элемента.

Тепловое перемещение  $U_T$ , вызванное расширением или сжатием тела, для единичного конечного элемента рассчитывается [132]:

$$U_T = \alpha (T_u - T_n), \quad (2.15)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплового расширения материала;

$T_u$  – исходная температура тела;

$T_n$  – применяемая температура тела.

Газодинамический расчёт сектора РК производится с параметрами, характеризующими рассматриваемый режим работы ГТД: частота вращения ротора  $n$ , расход воздуха через сектор  $G$ , свойства рабочего тела, значение статического давления  $P$  и температуры  $T$  на входе в РК. Настройки разбиения расчётной области конечно-элементной сеткой соответствуют верифицированной модели [133, 134]. Сектор диска его сечения задаётся как «Cyclic Region» и накладываются ограничения на перемещения по присоединительным поверхностям. Части антивибрационных полок, служащие для имитации соседних лопаток, также фиксируются от перемещений. Прикалываются воздействия температуры и давления по перу лопатки, а также воздействия центробежной силы на сектор РК.

Проводится разбивка сектора РК на тетрагональные конечные элементы. Подготовленная КЭ модель РК представлена на рисунке 2.8.

На втором шаге проводится внесение величины натяга по антивибрационным полкам  $h$  и центробежной силы  $F_u$  в разработанную КЭ модель РК.

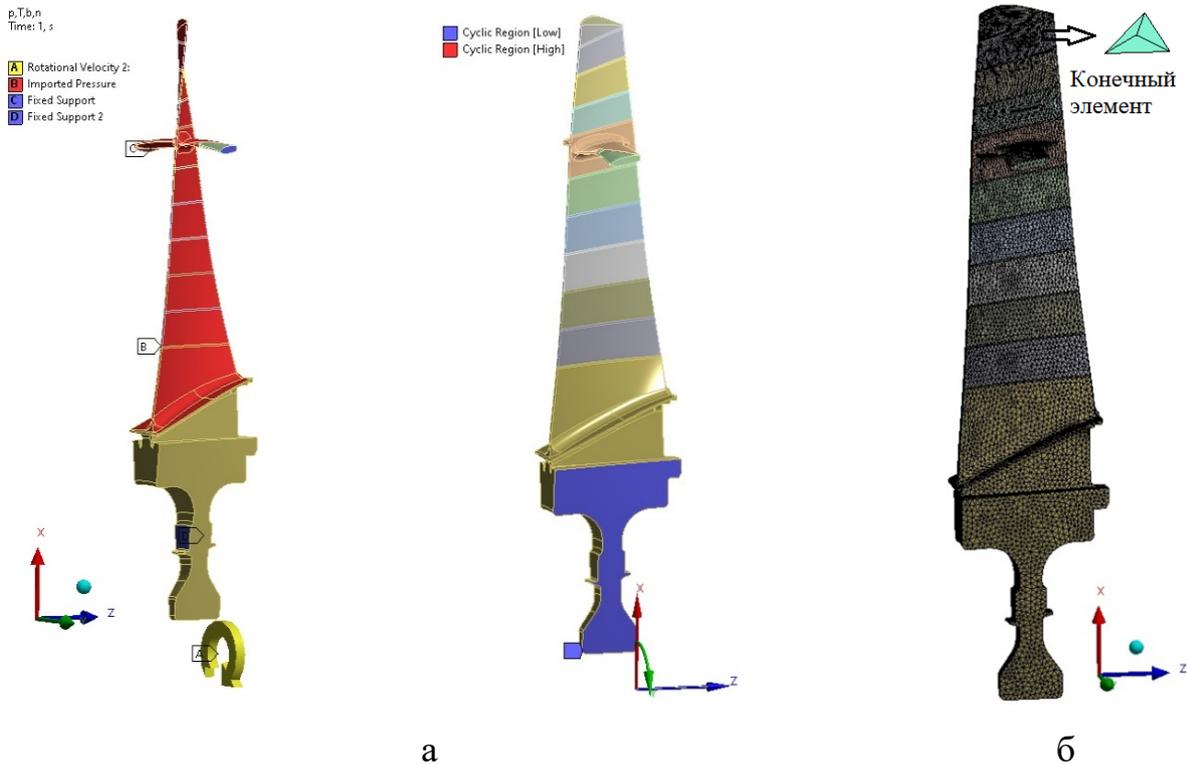


Рисунок 2.8 – Модель сектора ПК:

а) приложенные воздействия  $T_l$ ,  $P_l$ ,  $F_y$  и  $h$ ; б) сетка конечных элементов

В ходе выполнения третьего шага проводится статический расчёт с использованием КЭ модели, в ходе которого определяются деформации контрольных точек пера лопатки.

Полученные величины деформаций  $\Delta_{l_i}$  пера лопатки на втором шаге сохраняются через модуль «Parameter Set» системы «ANSYS Workbench» в виде таблицы с форматом «.xlsx».

Четвёртый шаг включает расчёт параметров расположения  $\Delta_{OZ}^{\partial}$ ,  $\Delta_X^{\partial}$  и  $\Delta_Y^{\partial}$  сечений лопатки на основе деформаций, полученных на предшествующем шаге. Поскольку объёмные деформации лопатки приводят к изменению расположения сечений и их формы, то производится расчёт смещений сечений вдоль осей  $Ox$  и  $Oy$  относительно номинальных координат точек входной кромки. Вектор деформации  $\bar{c}^{\partial}$  в плоскости  $Oxy$  находится согласно выражению:

$$\bar{c}^{\partial} = \bar{a} - \bar{b} , \quad (2.16)$$

где  $\bar{a}$  – вектор, построенный по номинальным координатам сечения;

$\bar{b}$  – вектор, построенный по деформированным координатам сечения.

Параметры  $\Delta_X^\partial$  и  $\Delta_Y^\partial$  находятся соотношением координат вектора  $\bar{c}^\partial$ . Угол разворота сечения вокруг оси Oz вычисляется согласно выражению:

$$\Delta_{Oz}^\partial = \arccos \frac{(\bar{a} \cdot \bar{b})}{|\bar{a}| \cdot |\bar{b}|}. \quad (2.17)$$

Номинальные координаты точек берутся из построенной 3D-модели лопатки.

На третьем этапе методики выполняется расчёт неуравновешенных сил, возникающих в результате течения газового потока сквозь межлопаточный канал сектора РК.

Первый шаг предусматривает параметризацию 3D-модели сектора РК, которая была построена на первом этапе. Параметризация проводится с целью создания возможности изменения параметров отклонений  $\Delta_{Oz}^\partial$ ,  $\Delta_X^\partial$ ,  $\Delta_Y^\partial$  ведомых сечений от параметров  $\Delta_{Oz}$ ,  $\Delta_X$  и  $\Delta_Y$  задающих. Задающим сечением в 3D-модели служит сечение «11-12», образованное точками 11 и 12, лежащими на плоскости, параллельной плоскости xOy. Рисунок 2.9 содержит контрольные точки, расположенные на кромках пера лопатки.

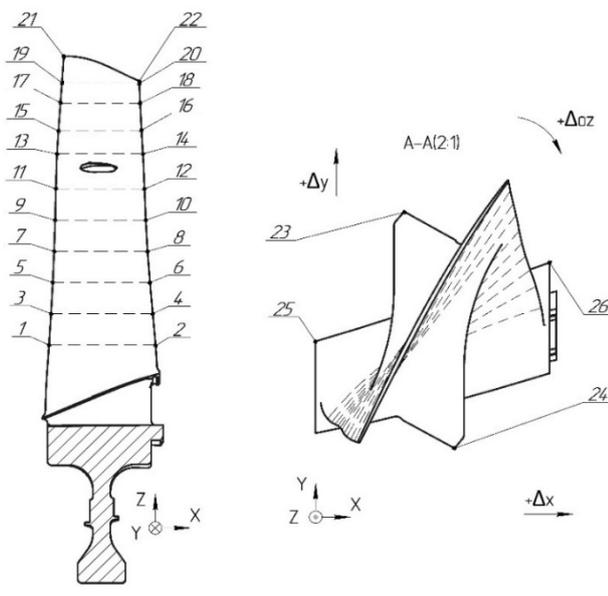


Рисунок 2.9 – Эскиз сектора РК с нанесёнными контрольными точками

Параметризация отклонений всех сечений лопатки осуществляется в следующей последовательности: разворот вокруг оси OZ  $\Delta_{OZ}$ ; смещение вдоль оси OX  $\Delta_X$ ; смещение вдоль оси OY  $\Delta_Y$ . Расчёт углового отклонения  $\Delta_{OZ}^B$  для  $n$ -го сечения проводится согласно следующему выражению:

$$\Delta_{OZ_n}^B = \Delta_{OZ_n}^\partial + \frac{r^3}{r_n^B} \cdot \Delta_{OZ}, \quad (2.18)$$

где  $r^3$  – радиус расположения задающего сечения;

$r_n^B$  – радиус расположения  $n$ -го ведомого сечения.

Значения линейных отклонений  $\Delta_X$  и  $\Delta_Y$  для  $n$ -го сечения определялись согласно следующим выражениям:

$$\Delta_{X_n}^B = \Delta_{X_n}^\partial + \frac{r^3}{r_n^B} \cdot \Delta_X; \quad (2.19)$$

$$\Delta_{Y_n}^B = \Delta_{Y_n}^\partial + \frac{r^3}{r_n^B} \cdot \Delta_Y. \quad (2.20)$$

Построенная CAD-модель импортируется и связывается с CAE-решателем «ANSYS Workbench». После чего проводится задание параметров  $G, P, T, n$  и свойств рабочего тела. Выходными параметрами КЭ модели являются газодинамические силы вдоль проекций осей Oу и Oz, возникающие в ходе работы РК.

Вторым шагом производится внесение параметров  $G, P, T, n, h, \Delta_{OZ}, \Delta_X, \Delta_Y, \Delta_{OZ}^\partial, \Delta_X^\partial$  и  $\Delta_Y^\partial$  в КЭ сектора РК.

На третьем шаге выполняется газодинамический расчёт для различных вариантов сочетаний отклонений расположения сечений профилей пера лопаток. Диапазон (допуск) величин угловых и линейных отклонений сечений задаётся из конструкторской документации на изделие. С целью рассмотрения всевозможных

вариантов, встречающихся на производстве, диапазон отклонений расширяется. Далее каждый диапазон углового и линейного отклонения сечения разбивается на значения. В качестве примера в таблице 2.1 приведены значения отклонений для первого РК ГТД.

Таблица 2.1 – Значения углового и линейного отклонений сечений лопаток первого РК ГТД

Отклонение		Значения отклонений						
Угл разворота вокруг оси OZ, $\Delta_{OZ}$	град.	-0,7	-0,3	-0,1	0	0,1	0,3	0,7
	угловая минута	-42	-18	-6	0	6	18	42
Смещение вдоль оси OX $\Delta_X$ , мм		-2	-1	-0,5	0	0,5	1	2
Смещение вдоль оси OY $\Delta_Y$ , мм		-2	-1	-0,5	0	0,5	1	2

При проведении расчётов изменяется также величина натяга по антивибрационным полкам, для рассматриваемого РК составляла: 0,52 мм; 0,73 мм и 0,97 мм. При каждом изменении величины натяга по антивибрационным полкам проводился перерасчёт КЭ модели второго этапа. Из приведённых значений отклонений расположения сечений профилей пера лопаток и натягов генерируются неповторяющиеся варианты их сочетания без повторений. После чего проводится расчёт  $F_Y$  и  $F_Z$ .

На четвёртом шаге определяются коэффициенты регрессионных моделей:

$$\begin{cases} F_Z = f_Z(\Delta_X, \Delta_Y, \Delta_{OZ}, h) \\ F_Y = f_Y(\Delta_X, \Delta_Y, \Delta_{OZ}, h), \end{cases} \quad (2.21)$$

Четвёртый этап методики включает выполнение расчёта дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, и условий его компенсации.

На первом шаге определяются проекции газовых сил  $F_Z$ ,  $F_Y$  для каждой лопатки РК при помощи регрессионных моделей 2.21 и 2.22 на основе измеренных отклонений  $\Delta_{OZ}$ ,  $\Delta_X$ ,  $\Delta_Y$  и  $h$ . Суммарный вектор силы  $\overline{F}_{Л_i}$  для  $i$ -ой лопатки РК находится согласно выражению:

$$\overline{F}_{Л_i} = \overline{F}_{z_i} + \overline{F}_{y_i}, \quad (2.22)$$

где  $\overline{F}_{z_i}$  и  $\overline{F}_{y_i}$  проекции вектора силы на оси Oz и Oy, соответственно, для  $i$ -ой лопатки РК.

Вектор силы  $\overline{F}_{Л_i}$   $i$ -ой лопатки разворачивается на соответствующий угол установки в РК согласно матрице перехода:

$$\begin{bmatrix} y' \\ z' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi \\ -\sin \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y \\ z \end{bmatrix}, \quad (2.23)$$

где  $y', z'$  – координаты векторов сил с учётом положения лопатки в РК;  
 $\varphi$  – угол, соответствующий положению лопатки в РК.

Расчёт суммарного вектора силы проводится по формуле:

$$\overline{F}_{\Sigma} = \sum \overline{F}_{Л_i} \quad (2.24)$$

На втором шаге выполняется расчёт дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой,  $D_a$  с использованием выражения:

$$D_a = \frac{\overline{F}_{\Sigma}}{w^2}, \quad (2.25)$$

где  $w$  – угловая скорость вращения РК.

Третий шаг включает расчёт параметров для компенсации дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой. Снижение рассматриваемого дисбаланса проводится методом добавления корректирующего груза либо снятием массы в РК. Масса корректирующего груза  $m$  может быть найдена с использованием выражения:

$$m = \frac{D_a}{r}, \quad (2.26)$$

где  $r$  – радиус расположения корректирующего груза.

Угол  $\chi$  образованный между вектором  $\overline{F}_{\Sigma}$  и вектором  $\overline{a}_0$ , задающим нулевой положение РК, находится по формуле:

$$\chi = \arccos \left( \frac{\overline{a_0} \cdot (\overline{F_\Sigma})}{|\overline{a_0}| \cdot |\overline{F_\Sigma}|} \right), \quad (2.28)$$

Угол расположения корректирующего груза  $\beta$  находится по выражению:

$$\begin{cases} k = a_{0z} \cdot F_{\Sigma y} - a_{0y} \cdot F_{\Sigma z} \\ \beta = -\chi + 180 \text{ если } k < 0 \\ \beta = \chi + 180 \text{ если } k > 0 \\ \beta = 0 \text{ если } k = 0 \end{cases}, \quad (2.29)$$

где  $a_{0y}$ ,  $a_{0z}$  – координаты вектора  $\overline{a_0}$ ;

$F_{\Sigma y}$ ,  $F_{\Sigma z}$ , – координаты вектора  $\overline{F_\Sigma}$ ;

$k$  – расстояние, определяющее положение вектора  $\overline{F_\Sigma}$  относительно  $\overline{a_0}$ .

В конце формируется файл формата \*.xlsx, содержащий величину дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, и параметров, необходимых для его компенсации. Разработанная методика имеет следующие допущения: форма профилей пера лопаток номинальная; механические свойства лопаток не различаются; шероховатость пера лопаток одинаковая; коэффициент трения скольжения по контактным поверхностям антивибрационных полок одинаковый; динамическая прочность лопатки не учитывается. В следующем разделе будет выполнено теоретическое исследование влияния нагрузок и отклонений расположения сечений профилей пера лопаток на дисбаланс РК, вызванного неуравновешенной газовой силой при его работе.

### **2.3 Теоретическое исследование влияния нагрузок и отклонений расположения профилей пера лопаток на дисбаланс РК в рабочем состоянии**

Приведены результаты исследований совместного и отдельного влияния нагрузок и отклонений расположения сечений профилей пера лопаток на их деформации и дисбаланс РК, вызванного неуравновешенной газовой силой. Рассчитаны величины смещений и углов разворота контрольных сечений пера лопатки. В исследовании рассмотрены воздействия следующих нагрузок и отклонений расположения сечений профилей пера на деформацию лопатки:

- температурного воздействия газовым потоком;
- силового воздействия газовым потоком;
- центробежной силы;
- натяга по антивибрационным полкам.

Расчёты проводились с использованием разработанной КЭ модели для определения термосилового воздействия на лопатку, нахождения величин деформации по сечениям и расчёта неуравновешенных газовых сил, которые изложены в пункте 2.2. Дисбаланс, вызванный неуравновешенной газовой силой, и параметры компенсации РК рассчитывались согласно формулам (2.26...2.28) на основе неуравновешенных газовых сил секторов РК. Величина деформации оценивалась по контрольным точкам, которые представлены на рисунке 2.9. Номинальные координаты контрольных точек приведены в таблице В.1 (Приложении В).

Проведён анализ и выявлены наиболее вероятные отклонения расположения сечений профилей пера, встречающиеся на производстве для лопаток РК первой ступени. Измерения выполнялись в условиях производства на координатно-измерительной машине DEA Global по 3 сечениям пера лопатки: А2 ('19-20'); А7 ('11-12') и А12 ('1-2'). Сечения показаны на рисунке 2.9. Результаты измерений партии из 27 лопаток с проведённым анализом отклонений представлены в Приложении В. На основе производственной статистики по измерениям сечений пера лопаток рассчитаны наиболее вероятные отклонения расположения сечений профилей пера, величины которых приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Значения наиболее вероятных отклонений расположения сечений профилей пера лопаток

№ сечения	$\Delta_{OZ}^{\circ}$	$\Delta_{X}^{\circ}$ , мм	$\Delta_{Y}^{\circ}$ , мм
'1-2'	-4'18"	0,230	0,251
'11-12'	-9'44"	0,378	0,500
'19-20'	-13'40"	0,723	0,669

Величины наиболее вероятных отклонений расположения сечения '11-12' профилей пера далее будут использованы для проведения исследований влияния нагрузок и отклонений расположения сечений профилей пера лопаток на дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой.

### 2.3.1 Влияние режимов работы изделия на дисбаланс РК

Исследование проводится с целью определения режима работы изделия, для которого рационально компенсировать дисбаланс РК, вызванного неуравновешенной газовой силой. Рассмотрено совместное воздействие факторов, изложенных в разделе 2.3, при разных режимах работы на деформации лопаток и дисбаланс РК, вызванного неуравновешенной газовой силой. Рассматривались следующие режимы работы изделия:

- малый газ (МГ);
- номинальный 0,85 (Ном 0,85);
- номинальный (Ном);
- максимальный (Макс).

Задаваемые в КЭ модель параметры каждого из режимов работы изделия приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Параметры КЭ модели для разных режимов работы изделия

Параметр	Режим работы изделия			
	МГ	Ном 0,85	Ном	Макс
Частота вращения ротора, об/мин	2100	4700	4940	5400
Расход воздуха через единичный сектор РК, кг/с	5,989	9,241	10,689	11,144

Результаты деформации лопатки при разных его режимах работы приведены в Приложении Г.

Анализ зависимостей (рисунки Г.1 и Г.2) и деформаций (таблицы Г.1 и Г.2, приведённых в Приложении Г), позволяют сделать следующие выводы. Наибольшая деформация лопатки наблюдается на наружной поверхности рабочей части пера (до 2,644 мм) и антивибрационной полке (до 2,964 мм). Деформации пера лопатки для режимов Ном, Ном 0,85 и Макс подобны по характеру. Величина деформации входной кромки лопатки примерно в два раза выше, чем у выходной. Деформация диска незначительна и не превышает 0,034 мм, направление вектора деформации совпадает с вектором центробежной силы.

На основе величин перемещений в точках пера лопатки определены результирующие смещения сечений вдоль осей  $Ox$ ,  $Oy$ , результаты приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Рассчитанные величины смещения сечений пера лопатки

№ сечен.	Смещения сечений $\Delta_x^{\delta}$ вдоль оси $Ox$ для разных режимов работы изделия, мм				Абсолютное отклонение Макс-МГ, мм	Смещения сечений $\Delta_y^{\delta}$ вдоль оси $Oy$ для разных режимов работы изделия, мм				Абсолютное отклонение Макс-МГ, мм
	МГ	Ном 0,85	Ном	Макс		МГ	Ном 0,85	Ном	Макс	
1-2	0,030	-0,150	-0,121	-0,078	-0,108	0,035	0,317	0,321	0,295	0,260
3-4	0,076	-0,258	-0,226	-0,162	-0,238	-0,006	0,407	0,408	0,362	0,368
5-6	0,215	-0,174	-0,153	-0,047	-0,263	-0,135	0,285	0,282	0,208	0,343
7-8	0,469	0,140	0,206	0,297	-0,172	-0,355	-0,045	-0,085	-0,157	0,198
9-10	0,855	0,698	0,786	0,870	0,015	-0,661	-0,538	-0,600	-0,668	-0,007
11-12	1,271	1,144	1,207	1,259	-0,012	-0,953	-0,881	-0,926	-0,969	-0,016
13-14	1,335	0,523	0,468	0,460	-0,875	-0,946	-0,399	-0,356	-0,350	0,596
15-16	1,295	-0,041	-0,146	-0,181	-1,476	-0,869	0,019	0,105	0,137	1,006
17-18	1,263	-0,636	-0,789	-0,849	-2,113	-0,795	0,434	0,560	0,619	1,414
19-20	1,240	-1,143	-1,340	-1,425	-2,665	-0,740	0,770	0,931	1,017	1,756
21-22	1,222	-1,556	-1,773	-1,882	-3,104	-0,697	1,046	1,228	1,337	2,034

Зависимости смещений сечений лопатки вдоль осей  $Ox$  и  $Oy$  от режимов работы изделия представлены на рисунках 2.10а и 2.10б, соответственно.

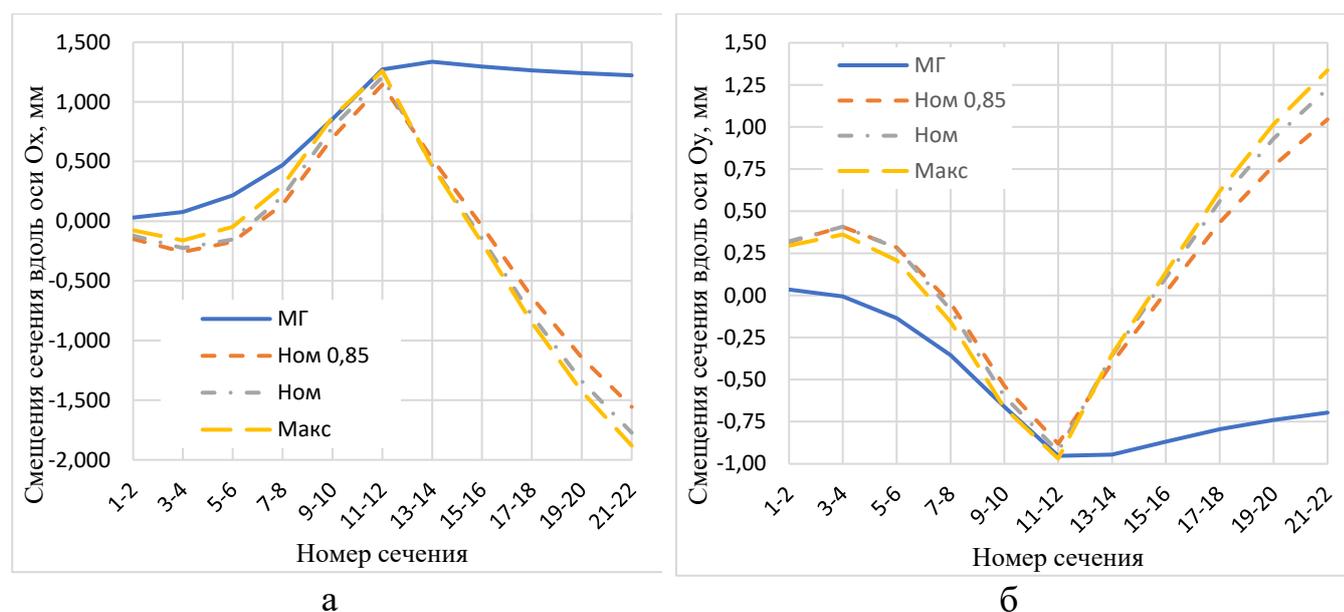


Рисунок 2.10 – Смещения сечений пера лопатки при разных режимах работы изделия вдоль оси: а)  $Ox$ ; б)  $Oy$

Рассчитанные величины угла разворота сечений пера лопатки вокруг оси Oz приведены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Рассчитанные значения угла разворота сечений пера лопатки

№ сечения	Угол разворота сечений $\Delta_{Oz}^o$ для режимов работы, град.				Абсолютное отклонение Макс-МГ, град.
	МГ	Ном 0.85	Ном	Макс	
1-2	0,012	0,294	0,309	0,302	0,290
3-4	-0,018	0,449	0,476	0,466	0,484
5-6	-0,121	0,407	0,411	0,424	0,545
7-8	-0,294	0,193	0,210	0,201	0,495
9-10	-0,538	-0,197	-0,201	-0,205	0,333
11-12	-0,792	-0,590	-0,597	-0,595	0,197
13-14	-0,786	-0,345	-0,311	-0,303	0,483
15-16	-0,718	-0,067	-0,014	-0,018	0,699
17-18	-0,662	0,162	0,220	0,197	0,859
19-20	-0,636	0,283	0,337	0,297	0,933
21-22	-0,622	0,418	0,477	0,443	1,066

Зависимости разворота сечений лопатки вокруг оси Oz от режимов работы изделия представлены на рисунках 2.11.

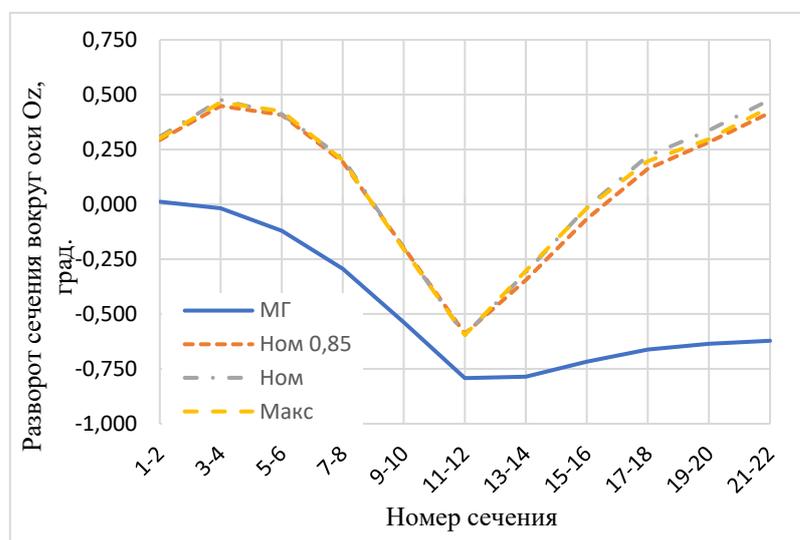


Рисунок 2.11 – Зависимость угла разворота вокруг оси Oz для разных сечений

Начальные положения сечений лопатки и картины деформаций её пера для максимального режима работы изделия приведены на рисунке 2.12 в масштабе 10:1.

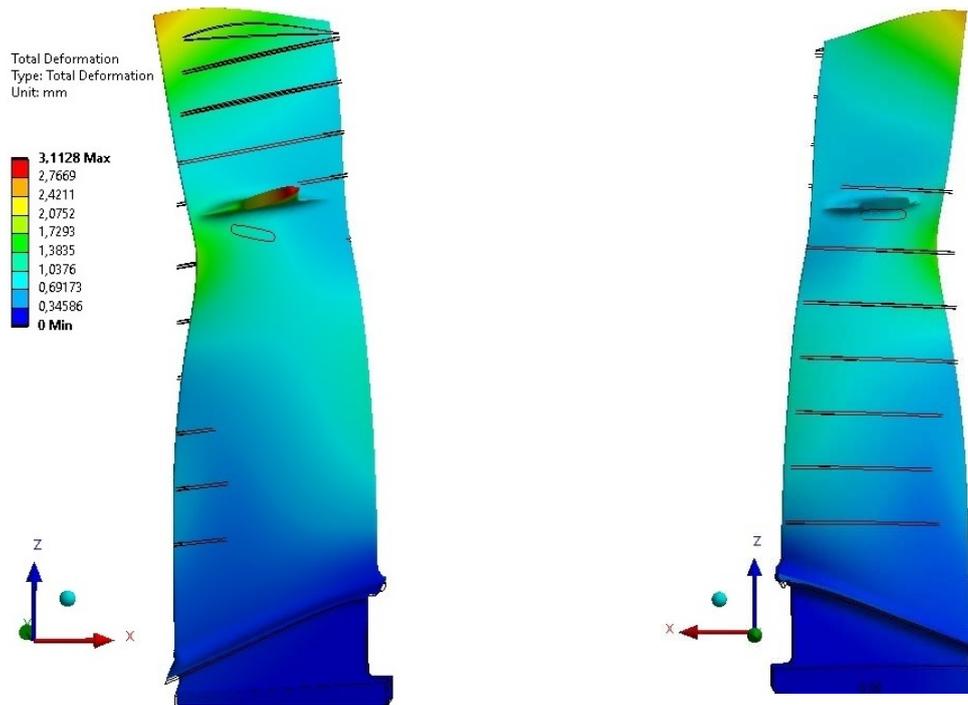


Рисунок 2.12 – Картины деформаций лопатки при максимальном режиме работы ГТД

Анализ рисунков 2.10, 2.11, 2.12 и таблиц 2.4, 2.5 позволяет сделать следующие выводы.

1) Направление смещения и угла разворота сечений изменяется вдоль пера лопатки, начиная с сечения '13-14'. Это можно объяснить напряжённым состоянием лопатки, формируемым натягами по их антивибрационным полкам лопаток. Данный факт требует изучения.

3) Угол разворота сечений лопатки, находящихся выше антивибрационной полки, во многом определяется режимом работы изделия и может составлять до  $0,66^\circ$ . Разность между Макс и МГ режимом ГТД достигает  $1,07^\circ$ .

4) Величины смещений сечений лопатки, вызванные её деформацией вдоль оси  $Ox$ , в среднем на 30% больше по сравнению с  $\Delta_Y^{\partial}$ . Расхождение отклонений расположений сечений лопатки  $\Delta_{OZ}^{\partial}$ ,  $\Delta_X^{\partial}$  и  $\Delta_Y^{\partial}$  для режимов работы изделия 0,85 Ном и Макс достигает 1,5', 0,326 мм и 0,291 мм, соответственно.

Исследование влияния режимов работы изделия на дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой, выполнялись на номинальной модели рабочего колеса, в которой геометрия одной лопатки была изменена с учётом наиболее

вероятных осреднённых отклонений, встречающихся в производстве. Исследование выполнялось с целью определения режима, для которого наиболее целесообразно рассчитывать параметры компенсации дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой. Отклонения расположения задающего сечения '11-12' профилей пера изменяемой лопатки принимались следующими значениями:  $\Delta_{OZ} = -9'44''$ ,  $\Delta_x = 0,378$  мм и  $\Delta_y = 0,509$  мм. Данные значения определялись исходя из наибольшей вероятности их появления по результатам измерения партии лопаток. Конечно-элементное моделирование выполнялось при натяге по антивибрационным полкам, который равен  $h = 0,73$  мм. Оценённые величины дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, при разных режимах работы изделия приведены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Рассчитанные величины дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, и их изменение при разных режимах работы изделия

Режим работы изделия	Дисбаланс РК $D_a$ , Г·мм		Суммарная неуравновешенная сила $\bar{F}_{\Sigma}$ , Н	Угол расположения неуравновешенной силы, градус	
МГ	65,76		3,18	76,1	
Ном 0.85	35,27		8,54	66,3	
Ном	32,54		8,71	67,7	
Макс	28,24		9,03	68,4	
Изменение дисбаланса РК $D_a$ в зависимости от режима работы изделия					
Абсолют. откл. Ном-МГ, Г·мм	Относит. откл. $\frac{\text{Ном-МГ}}{\text{Ном}} 100$ , %	Абсолют. откл. Ном-Ном 0.85, Г·мм	Относит. откл. $\frac{\text{Ном-Ном 0.85}}{\text{Ном}} 100$ , %	Абсолют. откл. Ном-Макс, Г·мм	Относит. откл. $\frac{\text{Ном-Макс}}{\text{Ном}} 100$ , %
-33,22	-102,1	-2,73	-8,3	4,30	13,2

На рисунке 2.13 и 2.14 построены зависимости изменения суммарной неуравновешенной силы и дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, в зависимости от режима работы изделия.

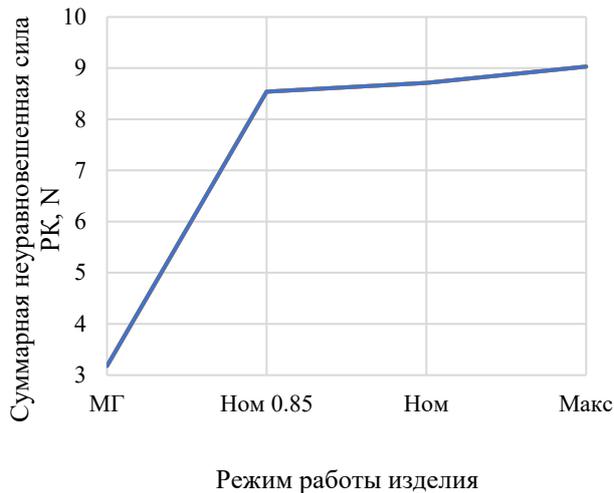


Рисунок 2.13 – Зависимость суммарной неуравновешенной силы РК от режима работы изделия

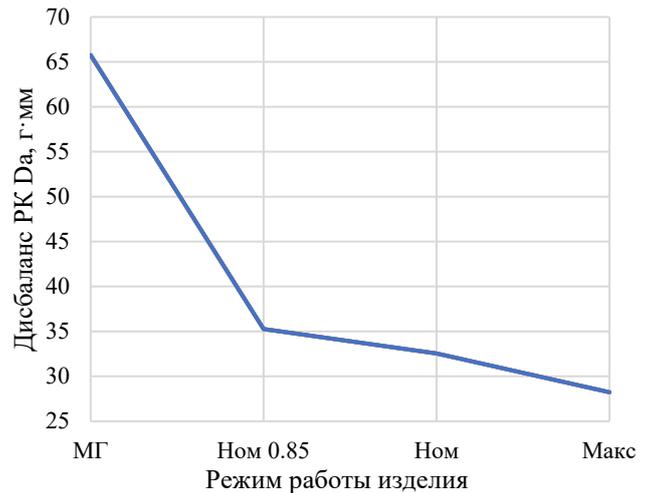


Рисунок 2.14 – Зависимость дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, от режима работы изделия

Анализ таблицы 2.6, зависимостей на рисунке 2.13 и 2.14 позволил сделать следующие выводы.

1) Относительное отклонение величины дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, между режимами работы Ном и Ном 0,85 составляет 8,3 %, а между Ном и Макс не превышает -13,2 %.

2) С возрастанием частоты вращения ротора увеличивается суммарная неуравновешенная сила РК, но при этом снижается его дисбаланс, вызванный неуравновешенной газовой силой.

3) Угловое расположение неуравновешенной силы для режимов Макс и Ном 0,85 режима работы изделия относительно Ном не превышает 1,9 %.

4) Исходя из вывода 1 и 3, оптимальным режимом работы изделия, для которого необходимо проводить балансировку РК, является номинальный.

### 2.3.2 Влияние натягов по антивибрационным полкам на дисбаланс РК

В текущем разделе проведено теоретическое исследование влияния величины натягов по антивибрационным полкам на деформацию лопаток и дисбаланс РК, вызванного неуравновешенной газовой силой. Исследование проводилось также с целью определения величины натяга по антивибрационным полкам, при котором наблюдается наименьший дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой.

Заданный в конструкторской документации на РК диапазон натяга по антивибрационным полкам составляет  $0,68 \div 0,78$  мм. Расчёты исследуемого дисбаланса проводилось для следующих величин натяга по антивибрационным полкам: 0,58; 0,68; 0,73; 0,78; 0,88. Расширенный диапазон позволил описать большинство встречающихся в производстве случаев. Расчёт проводился при максимальном режиме работы ГТД. Полученные результаты КЭ моделирования деформации лопатки при разных натягах приведены в Приложении Д. Анализ таблиц Д.1, Д.2 и рисунка Д.1, приведённого в Приложении Д, позволяют сделать следующие выводы.

1) Увеличение натяга приводит к возрастанию деформации лопатки в области входной кромки, расположенной до антивибрационной полки.

2) Выше антивибрационной полки увеличение  $h$  приводит к уменьшению деформаций лопаток в области входной кромки.

3) Характер деформаций выходной кромки при увеличении натяга по антивибрационным полкам противоположен.

4) В рамках заданного допуска ( $h = 0,68 \div 0,78$  мм) относительная деформация между натягами наблюдается в точке 21 и составляет 0,271 мм.

Расчёт величин смещений вдоль осей  $Ox$ ,  $Oy$  и разворота вокруг оси  $Oz$  контрольных сечений лопатки проводился при помощи выражений 2.16 и 2.17. Рассчитанные величины смещения вдоль осей  $Ox$  и  $Oy$  приведены в таблице 2.7.

Таблица 2.7 – Рассчитанные величины смещений сечений лопатки

№ сеч.	Смещения сечений $\Delta_x^o$ вдоль оси $Ox$ для натягов, мм					Смещения сечений $\Delta_y^o$ вдоль оси $Oy$ для натягов, мм				
	$h_{0,58}$	$h_{0,68}$	$h_{0,73}$	$h_{0,78}$	$h_{0,88}$	$h_{0,58}$	$h_{0,68}$	$h_{0,73}$	$h_{0,78}$	$h_{0,88}$
1-2	-0,090	-0,083	-0,079	-0,076	-0,068	0,302	0,297	0,296	0,294	0,290
3-4	-0,190	-0,173	-0,165	-0,157	-0,139	0,382	0,369	0,362	0,354	0,347
5-6	-0,103	-0,069	-0,053	-0,037	-0,002	0,250	0,222	0,210	0,198	0,172
7-8	0,197	0,258	0,286	0,315	0,377	-0,079	-0,127	-0,149	-0,171	-0,219
9-10	0,708	0,805	0,853	0,900	1,001	-0,542	-0,618	-0,654	-0,690	-0,767
11-12	1,016	1,160	1,231	1,303	1,452	-0,789	-0,896	-0,948	-1,001	-1,111
13-14	0,152	0,330	0,423	0,516	0,704	-0,134	-0,259	-0,324	-0,389	-0,519
15-16	-0,516	-0,325	-0,222	-0,120	0,082	0,360	0,233	0,164	0,096	-0,038
17-18	-1,211	-1,007	-0,895	-0,784	-0,566	0,848	0,719	0,648	0,578	0,440
19-20	-1,770	-1,594	-1,475	-1,355	-1,124	1,229	1,121	1,047	0,974	0,833
21-22	-2,329	-2,102	-1,976	-1,849	-1,605	1,610	1,489	1,407	1,325	1,180

Построенные зависимости смещений сечений вдоль осей  $Ox$  и  $Oy$  при учёте режима работы изделия приведены на рисунках 2.15а и 2.15б соответственно.

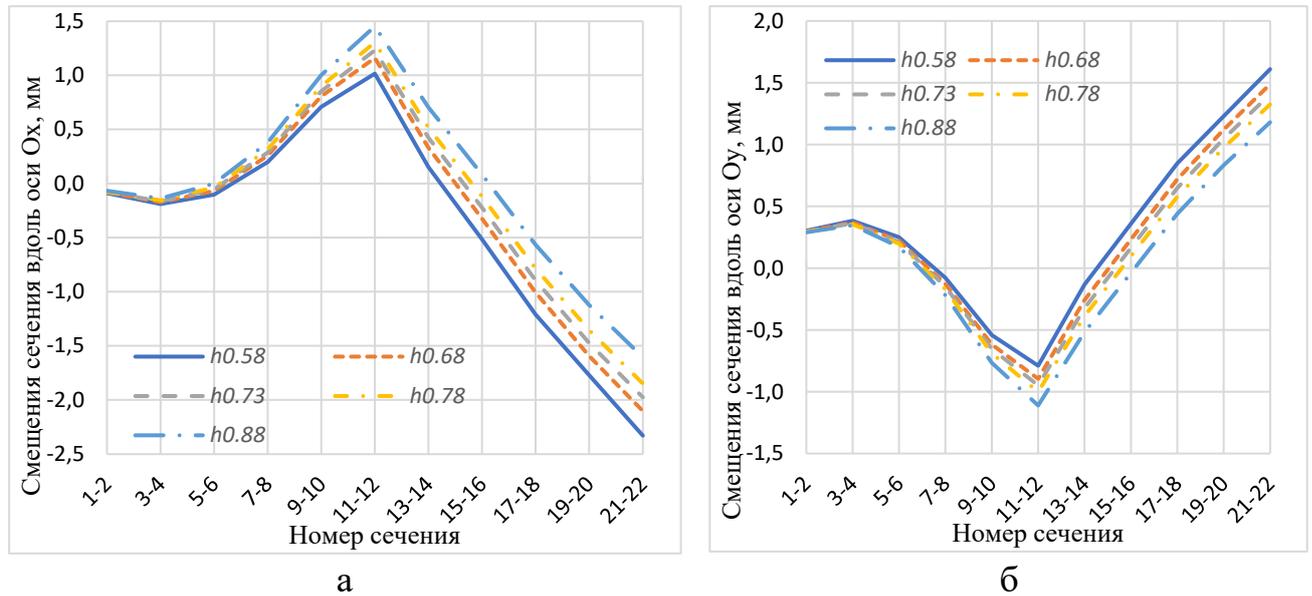


Рисунок 2.15 – Смещения сечения пера лопатки при натягах вдоль оси: а)  $Ox$ ; б)  $Oy$

Рассчитанные на основе деформации пера лопатки углы разворота вокруг оси  $Oz$  сечений приведены в таблице 2.8.

Таблица 2.8 – Угол разворота сечений для исследуемых величин натяга по антивибрационным полкам лопаток

№ сечения	Угол разворота сечений $\Delta_{OZ}^{\circ}$ для величин натяга $h$ , град.					Абсолютное отклонение $h_{0,88} - h_{0,58}$ , мм
	$h_{0,58}$	$h_{0,68}$	$h_{0,73}$	$h_{0,78}$	$h_{0,88}$	
1-2	0,313	0,306	0,302	0,300	0,293	-0,020
3-4	0,491	0,476	0,466	0,461	0,446	-0,046
5-6	0,472	0,443	0,424	0,415	0,387	-0,086
7-8	0,281	0,234	0,201	0,187	0,141	-0,140
9-10	-0,086	-0,156	-0,205	-0,226	-0,295	-0,209
11-12	-0,432	-0,528	-0,595	-0,624	-0,719	-0,287
13-14	-0,117	-0,226	-0,303	-0,336	-0,444	-0,328
15-16	0,167	0,059	-0,018	-0,051	-0,159	-0,326
17-18	0,377	0,272	0,197	0,165	0,060	-0,317
19-20	0,377	0,371	0,297	0,266	0,163	-0,345
21-22	0,637	0,531	0,443	0,422	0,317	-0,321

По результатам таблицы 2.8 построены зависимости угла разворота вокруг оси Oz от номера сечения в зависимости от величины натяга по антивибрационным полкам, которые приведены на рисунке 2.16.

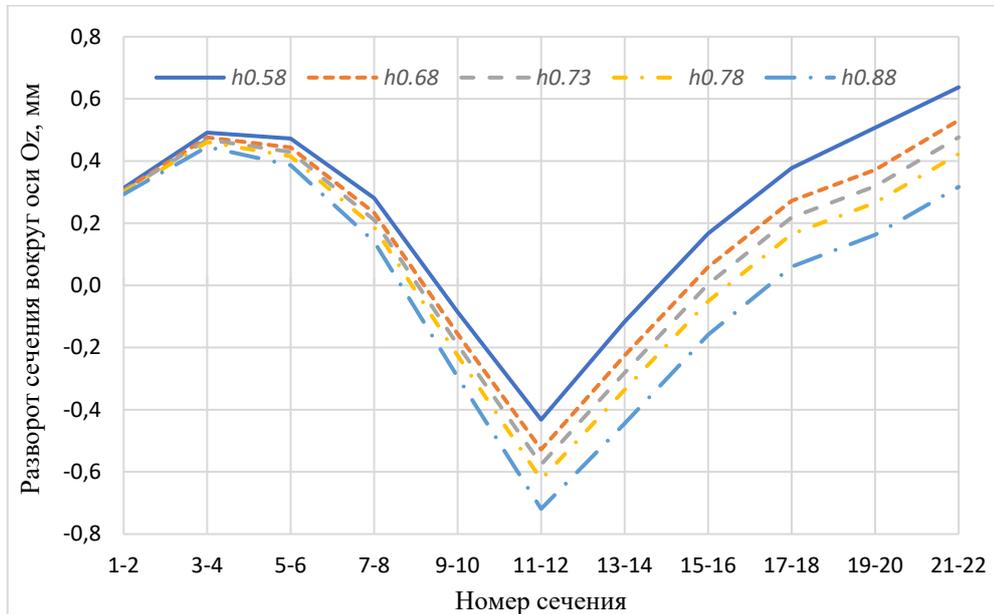


Рисунок 2.16 – Зависимость угла разворота вокруг оси Oz от номера сечения

Анализ таблиц 2.7÷2.8 и рисунков 2.15÷2.16 позволяют сделать следующие выводы.

1) Увеличение натяга по антивибрационным полкам приводит к возрастанию параметров  $\Delta_{OZ}^{\circ}$ ,  $\Delta_X^{\circ}$  и  $\Delta_Y^{\circ}$  всех сечений лопатки.

2) С увеличением натяга по антивибрационным полкам параметры  $\Delta_{OZ}^{\circ}$ ,  $\Delta_X^{\circ}$  и  $\Delta_Y^{\circ}$  возрастают линейно.

3) Разность параметров  $\Delta_{OZ}^{\circ}$ ,  $\Delta_X^{\circ}$  и  $\Delta_Y^{\circ}$  сечений для натягов  $h = 0,68$  мм и  $h = 0,78$  мм достигает 6,5', 0,253 мм и 0,164 мм соответственно.

Определялась величина натяга по антивибрационным полкам, при котором наблюдается наименьший дисбаланс РК. Задаваемые величины отклонений расположения профилей пера лопаток аналогичны тем, которые указывались в подразделе 2.3.1. Расчёт выполнялся для максимального режима работы изделия. Рассчитанные величины дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, для разных натягов по антивибрационным полкам приведены в таблице 2.9.

Таблица 2.9 – Дисбаланс РК и его изменение для натягов по антивибрационным полкам

Величина натяга, мм	Дисбаланс РК $D_a$ , г·мм	Суммарная неуровнешенная сила $\bar{F}_{\Sigma_i}$ , Н	Угол расположения неуровнешенной силы, градус
$h_{0.58}$	29,44	9,41	80,65
$h_{0.68}$	28,73	9,19	74,83
$h_{0.73}$	28,24	9,03	68,40
$h_{0.78}$	29,88	9,55	73,59
$h_{0.88}$	31,42	10,40	77,57
Изменение дисбаланса РК, вызванного неуровнешенной газовой силой, в зависимости от натяга по антивибрационным полкам			
Абсолют. откл. $h_{0.73} - h_{0.68}$ , гр·мм	Относит. откл. $\frac{h_{0.73} - h_{0.68}}{h_{0.73}} 100, \%$	Абсолют. откл. $h_{0.73} - h_{0.78}$ , гр·мм	Относит. откл. $\frac{h_{0.73} - h_{0.78}}{h_{0.73}} 100, \%$
-0,49	-1,7	-1,64	-5,8

На рисунке 2.17 и 2.18 построена зависимость суммарной неуровнешенной силы и дисбаланса РК, вызванного неуровнешенной газовой силой, от величины натяга по антивибрационным полкам.

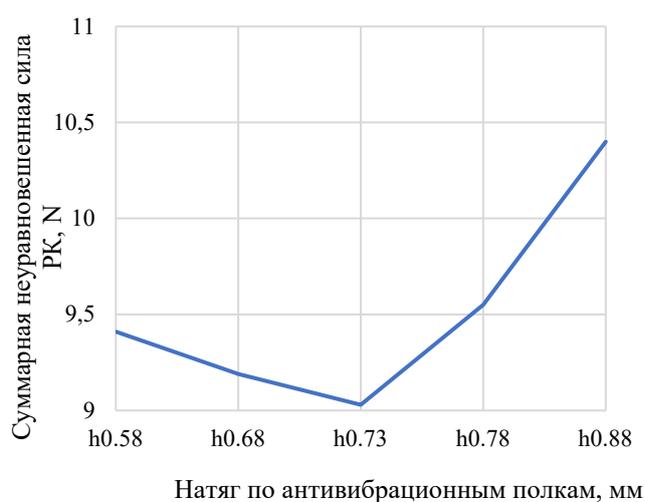


Рисунок 2.17 – Зависимость суммарной неуровнешенной силы РК

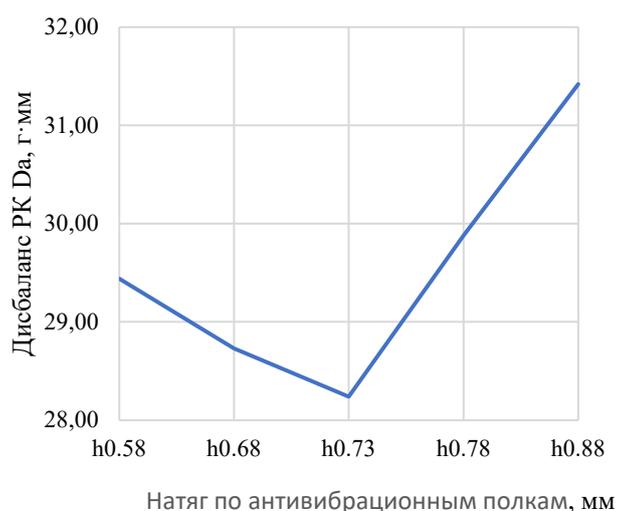


Рисунок 2.18 – Зависимость дисбаланса РК  $D_a$ , от натяга по антивибрационным

от натяга по антивибрационным полкам

полкам

Анализ таблицы 2.9 и зависимостей, представленных на рисунках 2.17 и 2.18, позволил сделать следующие выводы.

1) Минимальная величина дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, возникает при натяге по антивибрационным полкам, равном 0,73, соответствующем средней границе поля допуска.

2) Относительное изменение величины дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, для натягов по антивибрационным полкам  $h_{0.73}$  и  $h_{0.78}$  составляет -5,8 %, а между  $h_{0.73}$  и  $h_{0.68}$  не превышает -1,7 %.

3) Исходя из 1 и 2 вывода, рекомендуемый интервал натяга по антивибрационным полкам  $h$ , для обеспечения наименьшего дисбаланса РК составляет  $0,68 \div 0,73$  мм.

### 2.3.3 Влияние нагрузок на дисбаланс РК

В подразделе исследовалось влияние действующих в изделии нагрузок на деформации лопатки и дисбаланс РК, вызванного неуравновешенной газовой силой. Рассмотрено раздельное и совместное влияния следующих нагрузок:

– натяга по антивибрационным полкам  $h=0,75$  мм и центробежной силы  $F_{ц}=436615$  Н;

– натяга по антивибрационным полкам  $h=0,75$  мм и распределения температур по перу лопатки  $T_{л}=32,5$  °С;

– натяга по антивибрационным полкам  $h=0,75$  мм, распределения температур по перу лопатки  $T_{л}=32,5$  °С, распределения давлений по перу лопатки  $P_{л}=12444$  Н/м<sup>2</sup> и центробежной силы  $F_{ц}=436615$  Н;

– натяга по антивибрационным полкам  $h=0,75$  мм;

– натяга по антивибрационным полкам  $h=0,75$  мм и распределения давления по перу лопатки  $P_{л}=12444$  Н/м<sup>2</sup>.

Газодинамический расчёт проводился при максимальном режиме работы ГТД. Натяг по антивибрационным полкам с двух сторон для экспериментов был

задан величиной  $h = 0,73$  мм. Результаты КЭ моделирования деформации лопатки при влиянии эксплуатационных факторов изделия приведены в Приложении Е. Базой сравнения при выполнении факторного анализа являются деформации РК, возникающие от воздействия натяга по антивибрационным полкам. Анализ таблиц Е.1, Е.2 и рисунков Е.1, Е.2 приведённого в Приложении Д, позволяет сделать следующие выводы.

1) Силовое воздействие газового потока оказывает наименьшее влияние на деформации лопаток собранного РК и не превышает 0,016 мм, его вклад в совокупную деформацию от действия всех силовых факторов не превышает 3,4%.

2) Температурное воздействие на перо лопатки после сборки РК приводит к снижению деформации входной кромки до -0,825 мм. Выходная же кромка выше антивибрационной полки увеличивается на 1,206 мм.

3) Величины деформации лопаток при силовом воздействии натяга по антивибрационным полкам и центробежной силы схожи с суммарным влиянием всех нагрузок на РК и не превышают 0,326 мм, что составляет 30,7%.

На основе полученных величин деформаций рассчитаны смещения сечений лопаток вдоль осей  $Ox$  и  $Oy$ , которые приведены в таблице 2.10.

Таблица 2.10 – Величины смещений сечений лопатки

№ сечения	Смещения сечений $\Delta_x^0$ вдоль оси $Ox$ для факторов, мм				Смещения сечений $\Delta_y^0$ вдоль оси $Oy$ для факторов, мм			
	$P_l h$	$T_l h$	$F_u h$	$h$	$P_l h$	$T_l h$	$F_u h$	$h$
1-2	0,060	0,091	-0,194	0,062	-0,056	0,071	0,352	-0,058
3-4	0,144	0,095	-0,329	0,146	-0,134	0,137	0,466	-0,137
5-6	0,291	0,078	-0,256	0,293	-0,263	0,232	0,349	-0,267
7-8	0,518	0,038	0,066	0,520	-0,448	0,355	0,008	-0,450
9-10	0,846	-0,037	0,659	0,846	-0,694	0,512	-0,514	-0,695
11-12	1,244	-0,171	1,139	1,242	-0,962	0,715	-0,877	-0,961
13-14	1,483	-0,337	0,439	1,477	-1,071	0,962	-0,329	-1,068
15-16	1,579	-0,404	-0,191	1,571	-1,079	1,106	0,141	-1,074
17-18	1,691	-0,491	-0,839	1,682	-1,087	1,283	0,595	-1,080
19-20	1,790	-0,600	-1,361	1,779	-1,100	1,457	0,946	-1,092
21-22	1,870	-0,710	-1,754	1,857	-1,115	1,612	1,214	-1,106

Зависимости смещения сечений лопатки вдоль осей  $Ox$  и  $Oy$  для рассматриваемых нагрузок, построенные на основе таблицы 2.10, приведены на рисунке 2.19.

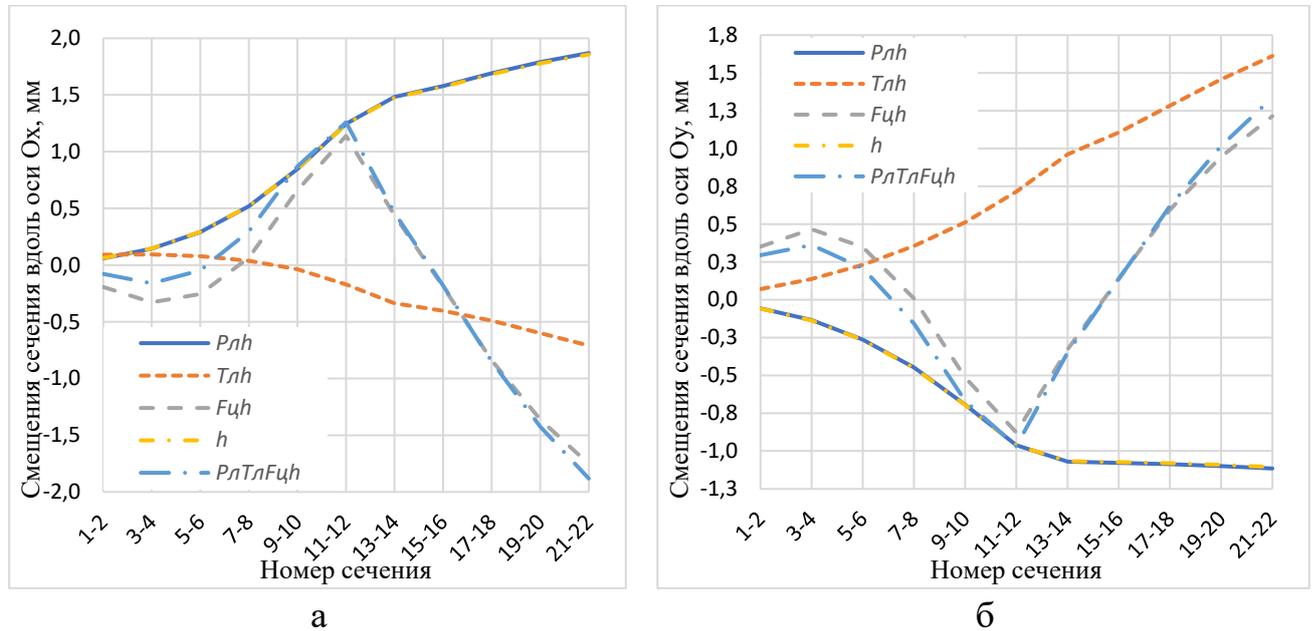


Рисунок 2.19 – Смещения сечения пера лопатки при действии нагрузок вдоль оси: а)  $Ox$ ; б)  $Oy$

Рассчитанные углы разворота сечений лопатки вокруг оси  $Oz$  приведены в таблице 2.11.

Таблица 2.11 – Угол разворота сечений лопатки при действии нагрузок

№ сечения	Угол разворота сечений $\Delta_{OZ}^{\circ}$ для величин натяга по антивибрационным полкам, градус				Абсолют. откл. $P_{л}h-h$ , мм	Абсолют. откл. $T_{л}h-h$ , мм	Абсолют. откл. $F_{ц}h-h$ , мм
	$P_{л}h$	$T_{л}h$	$F_{ц}h$	$h$			
1-2	-0,064	-0,012	0,345	-0,064	0	0,052	0,409
3-4	-0,141	-0,029	0,539	-0,141	0	0,112	0,680
5-6	-0,262	-0,047	0,513	-0,262	0	0,215	0,775
7-8	-0,433	-0,071	0,297	-0,432	-0,001	0,361	0,729
9-10	-0,654	-0,096	-0,115	-0,653	-0,001	0,557	0,539
11-12	-0,895	-0,090	-0,548	-0,894	-0,001	0,803	0,346
13-14	-0,961	-0,089	-0,272	-0,960	-0,001	0,872	0,688
15-16	-0,944	-0,122	0,047	-0,943	-0,001	0,822	0,991
17-18	-0,927	-0,161	0,304	-0,926	-0,001	0,765	1,230
19-20	-0,920	-0,192	0,436	-0,919	-0,001	0,727	1,355
21-22	-0,933	-0,151	0,564	-0,932	-0,001	0,781	1,496

Зависимости углов разворота сечений лопатки вокруг оси Oz при действии нагрузок приведены на рисунке 2.20.

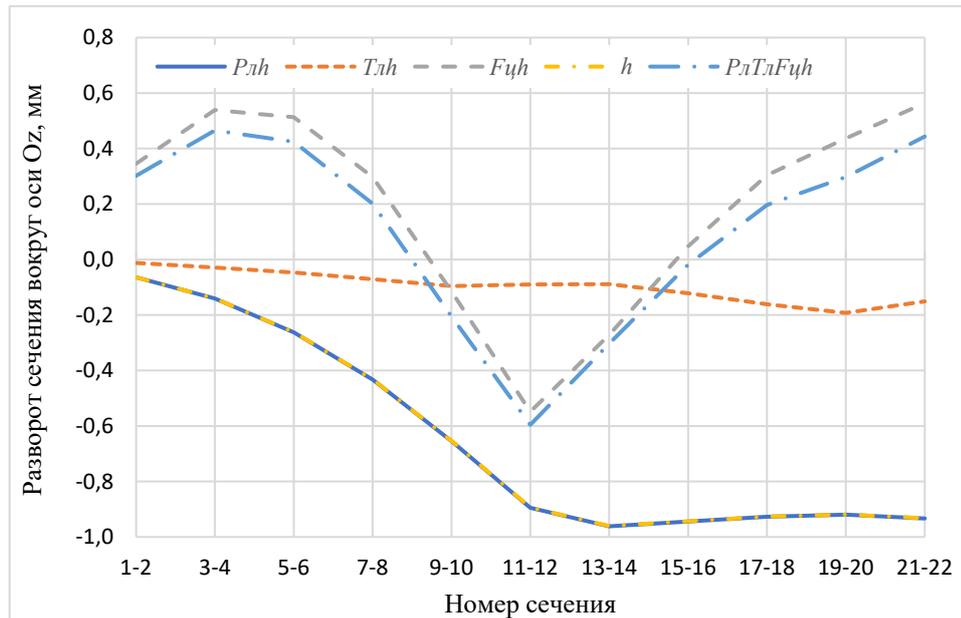


Рисунок 2.20 – Зависимости углов разворота сечений лопатки вокруг оси Oz при действии нагрузок

Анализ таблиц 2.10÷2.11 и рисунков 2.19÷2.20 позволил сделать следующие выводы. Наиболее значимыми факторами, влияющими на отклонения  $\Delta_{OZ}^{\partial}$ ,  $\Delta_X^{\partial}$  и  $\Delta_Y^{\partial}$ , являются  $F_{ц}$  и  $h$ . Нагрузки  $P_l$  и  $T_l$  необходимо учитывать, поскольку их игнорирование приведёт к недооценке параметров  $\Delta_{OZ}^{\partial}$ ,  $\Delta_X^{\partial}$  и  $\Delta_Y^{\partial}$  с величиной до  $0,139^{\circ}$ ,  $0,231$  мм и  $0,154$  мм, соответственно, что сопоставимо с полем допуска на расположения сечений лопатки.

Полученные выводы показывают необходимость проведения трёхэтапного КЭ элементного расчёта для достоверной оценки деформаций лопаток, возникающих в ходе работы изделия.

Выполнялось исследование с целью определения значимых факторов, влияющих на дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой. Величины рассматриваемых отклонений лопаток аналогичны указанным в подпункте 2.3.1. Конечно-элементное моделирование выполнялось для

максимального режима работы изделия. Оценённые величины дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, приведены в таблице 2.12.

Таблица 2.12 – Дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой, и его изменение при воздействии нагрузок

Факторы	Суммарная неуравновешенная сила $\bar{F}_{\Sigma}$ , Н	Дисбаланс РК $D_a$ , г·мм	Угол расположения неуравновешенной силы, градус
$T_{л}P_{л}F_{ц}h$	9,03	28,24	68,40
$h$	10,18	31,82	64,78
$T_{л},h$	8,58	26,85	66,71
$P_{л},h$	10,18	31,83	64,76
$F_{ц},h$	7,25	22,67	67,95
Изменение дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, в зависимости от нагрузок			
Абсолют. откл. $T_{л},h-h$ , г·мм	Абсолют. откл. $P_{л},h-h$ , г·мм	Абсолют. откл. $F_{ц},h-h$ , г·мм	
-4,97	0,01	-9,15	
Относит. откл. $\frac{T_{л}h-h}{T_{л}P_{л}F_{ц}h} 100, \%$	Относит. откл. $\frac{P_{л}h-h}{T_{л}P_{л}F_{ц}h} 100, \%$	Относит. откл. $\frac{F_{ц}h-h}{T_{л}P_{л}F_{ц}h} 100, \%$	Относит. откл. $\frac{h}{T_{л}P_{л}F_{ц}h} 100, \%$
-17,59	0,03	-32,40	112,67

На рисунке 2.21 представлена зависимость дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, от нагрузок воздействующих на перо лопатки в процессе работы.

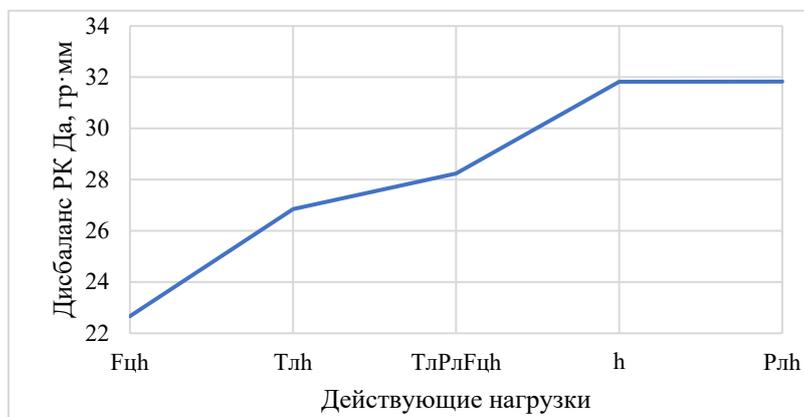


Рисунок 2.21 – Зависимость дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, при действии нагрузок

Анализ таблицы 2.12 позволил сделать следующие выводы.

1) Наиболее значимым фактором при оценке дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, является натяг по антивибрационным полкам, наименьшее влияние вносит силовое воздействие газового потока на перо лопатки.

2) Температурное воздействие на перо лопатки и центробежная сила приводит к снижению дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой.

### 2.3.4 Влияние отклонений расположения профилей пера лопаток на величину дисбаланса РК

Исследование выполнялось с использованием параметрической модели для определения значимых отклонений расположения профилей пера лопаток, влияющих на дисбаланс РК, вызванного неуравновешенной газовой силой. Исследовалось влияние отклонений расположения сечений пера лопатки на дисбаланс РК, вызванного неуравновешенной газовой силой: разворот  $\Delta_{OZ}$  вокруг оси Oz, смещения  $\Delta_x$  и  $\Delta_y$  вдоль осей Ox и Oy, соответственно. Расчёт выполнялся для максимального режима работы изделия. В экспериментах изменялась геометрия одной лопатки, остальные имели номинальную геометрию. Геометрия лопатки изменялась посредством изменения параметров задающего сечения '11-12'. Исследуемый диапазон отклонений принят равным величине двукратного поля допуска в соответствии с техническим условием на компрессор изделия. Полученные результаты приведены в таблице 2.13.

Таблица 2.13 – Влияние отклонений расположения профилей пера лопаток на дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой

№ экспер.	$\Delta_{OZ}$ , град.	$D_a$ , г·мм	№ экспер.	$\Delta_x$ , мм	$D_a$ , г·мм	№ экспер.	$\Delta_y$ , мм	$D_a$ , г·мм
1	-0,7	129,33	17	-2,0	29,81	33	-2,0	18,42
2	-0,6	113,23	18	-1,7	26,62	34	-1,7	16,70
3	-0,5	95,89	19	-1,4	20,41	35	-1,4	14,77
4	-0,4	78,79	20	-1,1	16,81	36	-1,1	12,18
5	-0,3	57,77	21	-0,9	12,85	37	-0,9	10,85
6	-0,2	38,35	22	-0,6	9,77	38	-0,6	6,16
7	-0,1	20,03	23	-0,3	5,11	39	-0,3	1,75

Продолжение таблицы 2.13 – Влияние отклонений расположения профилей пера лопаток на дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой

№ экспер.	$\Delta_{OZ}$ , град.	$D_a$ , г·мм	№ экспер.	$\Delta_X$ , мм	$D_a$ , г·мм	№ экспер.	$\Delta_Y$ , мм	$D_a$ , г·мм
8	-0,05	10,01	24	-0,1	0,63	40	-0,1	0,72
9	0,05	9,68	25	0,1	1,40	41	0,1	1,28
10	0,1	19,32	26	0,3	4,38	42	0,3	5,13
11	0,2	37,10	27	0,6	7,30	43	0,6	8,37
12	0,3	58,42	28	0,9	12,83	44	0,9	11,28
13	0,4	76,54	29	1,1	15,95	45	1,1	14,76
14	0,5	93,41	30	1,4	16,88	46	1,4	17,86
15	0,6	114,07	31	1,7	22,39	47	1,7	18,34
16	0,7	132,28	32	2,0	25,03	48	2,0	20,11

Построены зависимости дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, от величин отклонений расположения сечений пера лопатки, которые приведены на рисунках 2.22 и 2.23.

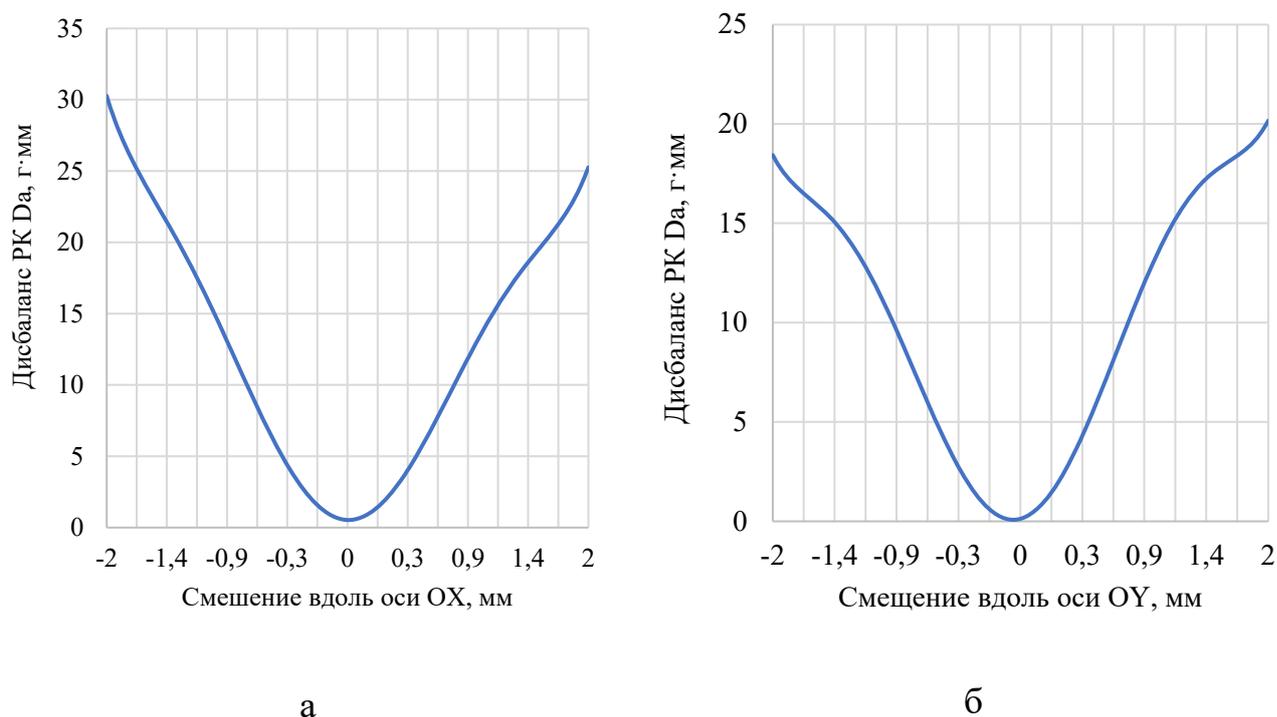


Рисунок 2.22 – Зависимость дисбаланса РК, вызванного

неуравновешенной газовой силой, от величин смещения сечения вдоль оси:

а) Oх и б) Oу

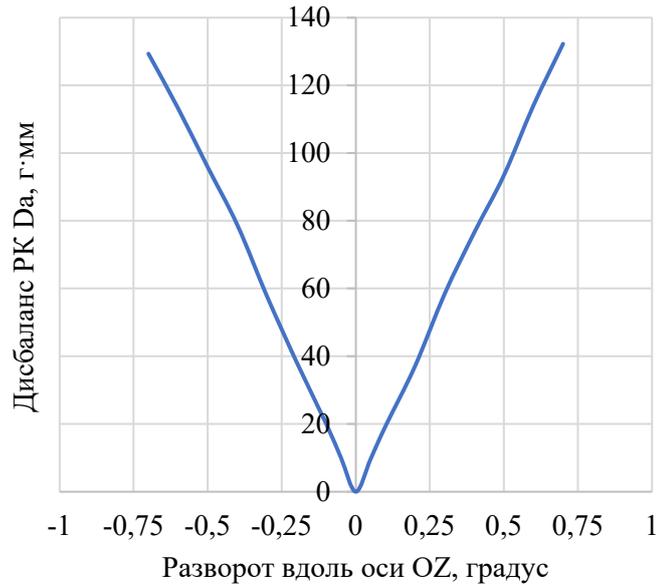


Рисунок 2.23 – Зависимость дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, от угла разворота сечения вокруг оси Oz

Анализируя полученные результаты можно сделать выводы.

1) Наиболее значимым отклонением расположения профилей пера лопаток на дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой, приводящим к возникновению дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, является угол разворота пера лопатки вокруг оси Oz и его смещение вдоль оси Oх.

2) Отклонения  $\Delta_{OZ}$ ,  $\Delta_X$  и  $\Delta_Y$  также существенно влияют на возникновение дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой.

#### 2.4 Зависимость действующих РК при работе изделия газовых сил для дальнейшего определения дисбаланса

В текущем разделе получена зависимость действующих РК при работе изделия газовых сил для дальнейшего определения дисбаланса. Статистический анализ проводился в программном приложении «Statistica». На основе данных отклонений  $\Delta_{OZ}$ ,  $\Delta_X$ ,  $\Delta_Y$  приведённых в таблице 2.1 и натягов по antivибрационным полкам, равных 0,52, 0,73 и 0,97 мм, сформированы различные варианты сочетаний параметров. Конечно-элементный расчёт

проводился при максимальном режиме работы изделия. Полученные регрессионные зависимости проекций сил  $F_Z$  и  $F_Y$  вдоль оси  $Oz$  и  $Oy$ , соответственно, для сектора РК первой ступени КНД имеет вид:

$$F_Z = 6,34\Delta_X + 1,78\Delta_Y + 87,54\Delta_{OZ} + 48,59h - 6,02 \cdot 10^2; \quad (2.30)$$

$$F_Y = -4,27\Delta_X - 0,81\Delta_Y - 65,65\Delta_{OZ} - 40,12h + 8,33 \cdot 10^2. \quad (2.31)$$

Проведена оценка достоверности расчёта проекций сил с использованием коэффициента детерминации, который имел значения 0,998 и 0,999, соответственно для зависимостей  $F_Z(f)$  и  $F_Y(f)$ . Построена гистограмма остатков для переменных  $F_Z$  и  $F_Y$ , которая приведена показана на рисунке 2.24.

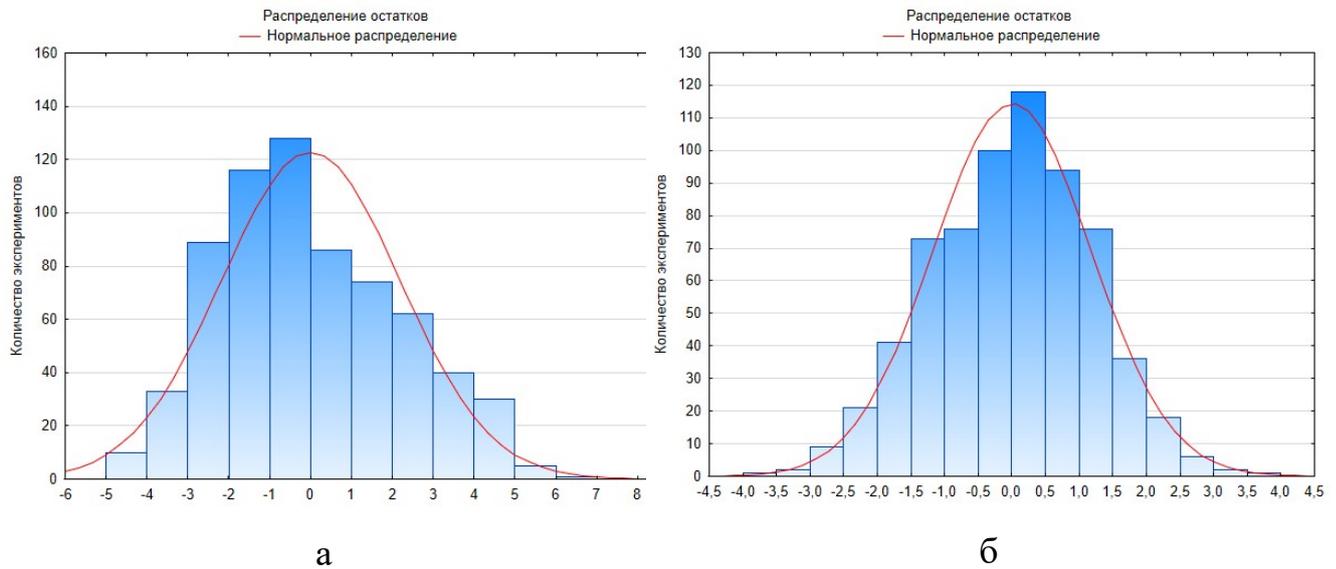


Рисунок 2.24 – Частотная гистограмма остатков для переменной:

а)  $F_Z$ ; б)  $F_Y$

Гистограммы на рисунке 2.24 достаточно симметричны, хотя для переменной  $F_Z$  она имеет небольшое смещение от нормального распределения. Проведённый анализ остатков полученных регрессионных зависимостей по соотношению к прогнозируемым величинам имеет высокую корреляцию. Зависимости  $F_Z(f)$  и  $F_Y(f)$  являются достоверными и могут быть использованы для вычисления соответствующих проекций сил.

## 2.5 Выводы по главе 2

1. Разработана метод оценки и снижения дисбаланса РК с учётом влияния отклонений расположения профиля пера лопаток на неравномерность газодинамических сил в компрессорной решётке. Использование, разработанной метода позволит снизить вибрацию и трудоёмкость сборки РК.

2. Разработана методика создания параметрической модели оценки дисбаланса РК ГТД, учитывающая отклонения расположения профилей пера лопаток в параметрическом виде, действующие при работе нагрузки и позволяющая оценить возникающую неуравновешенную силу.

3. Предложен способ представления газовых сил, возникающих в процессе работы сектора РК, с помощью уравнений с параметрами. Использование такого способа расчёта газовых сил позволит рассчитывать дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой, в цеховых условиях.

4. Сформированы регрессионные зависимости действующих на лопатку РК первой ступени КНД при работе изделия газовых сил от отклонения расположения профилей пера лопаток для дальнейшего определения дисбаланса. Погрешность при оценке величин сил, относительно КЭ расчётов, не превысит 0,2%. Зависимости позволят рассчитывать дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой, рабочими в условиях производства предприятий.

5. Проведены исследования по оценке влияния режимов работы изделия на деформации лопаток. Величины деформаций пера лопатки при работе значительно превышает заданный на контрольные сечения допуск и достигает  $\Delta_{OZ}^{\partial} = 26,6'$ ,  $\Delta_X^{\partial} = 1,882$  мм и  $\Delta_Y^{\partial} = 1,337$  мм. Расхождения отклонений расположения профилей пера лопаток на дисбаланс РК, возникающие при деформации сечений, между Макс и 0,85 Ном режимом работы ГТД достигают 1,5', 0,326 мм и 0,291 мм, соответственно для  $\Delta_{OZ}^{\partial}$ ,  $\Delta_X^{\partial}$  и  $\Delta_Y^{\partial}$ .

6. Проведены исследования по определению влияния режимов работы изделия на дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой. Относительное отклонение величины исследуемого дисбаланса РК между

режимами работы Ном и Ном 0,85 составляет 8,3%, а между Ном и Макс не превышает -13,2%. С возрастанием частоты вращения ротора возрастает суммарная неуравновешенная сила РК, но при этом снижается его дисбаланс. Исходя из этого оптимальным режимом работы изделия, для которого необходимо проводить балансировку РК является номинальный.

7. Проведены исследования по определению влияния натягов по антивибрационным полкам лопаток на их деформации. Увеличение натяга по обе стороны лопатки приводит к линейному возрастанию параметров сечений  $\Delta_{OZ}^{\partial}$ ,  $\Delta_X^{\partial}$  и  $\Delta_Y^{\partial}$ . Разность параметров сечений  $\Delta_{OZ}^{\partial}$ ,  $\Delta_X^{\partial}$  и  $\Delta_Y^{\partial}$  для натягов  $h=0,68$  мм и  $h=0,78$  мм достигает 6,5', 0,253 мм и 0,164 мм, соответственно.

8. Проведены исследования по оценке влияния натягов по антивибрационным полкам на дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой. Минимальная величина исследуемого дисбаланса РК возникает при натяге, равном 0,73 мм, величина которого соответствует середине поля допуска. Относительное отклонение величины дисбаланса РК, вызванный неуравновешенной газовой силой, между натягами по антивибрационным полкам составляет -5,8%, а между и не превышает -1,7%. Исходя из вышеизложенных выводов, рекомендуемый интервал натяга по антивибрационным полкам для обеспечения наименьшего дисбаланса РК, вызванный неуравновешенной газовой силой, составляет  $0,68 \div 0,73$  мм.

9. Проведены исследования для оценки влияния нагрузок изделия на деформации лопаток. Наиболее значимыми факторами, формирующими результирующие отклонения  $\Delta_{OZ}^{\partial}$ ,  $\Delta_X^{\partial}$  и  $\Delta_Y^{\partial}$ , являются центробежная сила и натяг по антивибрационным полкам лопатки. Пренебрежение силового и температурного воздействия газового потока на перо лопатки приведёт к недооценке параметров  $\Delta_{OZ}^{\partial}$ ,  $\Delta_X^{\partial}$  и  $\Delta_Y^{\partial}$ , которые достигают для проведённых экспериментов до 0,139°, 0,231 мм и 0,154 мм, соответственно. Данный факт подтверждает необходимость проведения трёхэтапного КЭ элементного

моделирования для достоверного расчёта отклонений лопаток, возникающих в результате работы изделия.

10. Проведены исследования по определению влияния нагрузок изделия на дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой. Наиболее значимым фактором при оценке дисбаланса РК, вызванный неуравновешенной газовой силой, является натяг по антивибрационным полкам, наименьшее влияние оказывает силовое воздействие газовым потоком на перо лопатки. Температурное воздействие на перо лопатки и центробежная сила приводят к снижению дисбаланса РК.

11. Проведены исследования по определению влияния отклонений расположения профилей пера лопаток на величину дисбаланса РК, вызванный неуравновешенной газовой силой. Наиболее значимыми отклонениями, приводящими к возникновению исследуемого дисбаланса РК, является угол разворота пера лопатки вокруг оси OZ и смещения вдоль оси OX. Изменение параметров относительно их номинальных значений приводит к возникновению дисбаланса РК, вызванный неуравновешенной газовой силой. Причём, чем больше величина по модулю, тем выше возникающая неуравновешенность в РК.

### 3 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ВЕЛИЧИНУ ДИСБАЛАНСА ИЗДЕЛИЯ

В данной главе приведена верификация методики создания параметрической модели для оценки дисбаланса РК. Выполнено формирование геометрии лопаточных венцов крыльчаток, которые имели заложенные отклонения расположения профилей пера крыльчаток. Проведён теоретический расчёт исследуемого дисбаланса крыльчаток и параметров, необходимых для их компенсации. Теоретическое исследование изготовленные крыльчатки выполнялось в два этапа. На первом этапе устранялись статические неуравновешенности крыльчаток в динамическом режиме в условиях вакуума. В ходе второго этапа в условиях атмосферной среды определялся дисбаланс крыльчаток и параметров, необходимых для их компенсации. Результаты теоретико-экспериментальных исследований позволили сделать вывод о хорошей сходимости разработанных во второй главе методики и параметрической модели.

Проведена оценка дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, первой ступени и параметров его компенсации на основе результатов измерений лопаток, полученных с использованием координатно-измерительной машины. Рассчитанная величина дисбаланса, вызванного неуравновешенной газовой силой, по отношению к допустимому остаточному дисбалансу показала важность его учёта при балансировке РК.

#### **3.1 Верификация этапа расчёта неуравновешенных сил методики создания параметрической модели для оценки дисбаланса РК**

В текущем разделе приведено описание исследований, направленных для верификации этапа расчёта неуравновешенных сил методики создания параметрической модели для оценки дисбаланса РК. Верификация выполнялась на специально спроектированных и изготовленных макетных образцах крыльчаток. Последовательность проведения верификации представлена в виде блок-схемы на рисунке 3.1.

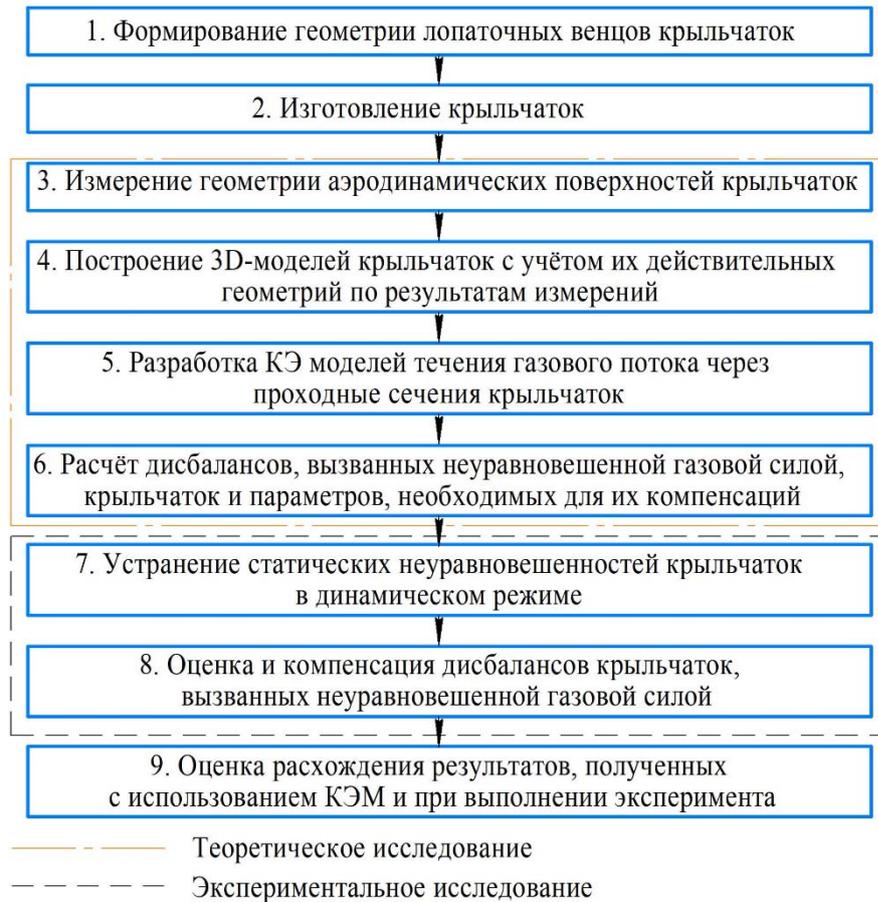


Рисунок 3.1 – Блок-схема последовательности верификация этапа методики

Первым этапом проводилось формирование геометрии лопаточных венцов крыльчатки с использованием программного продукта ANSYS при помощи модуля Vista AFD и BladeGen. В качестве исходных параметров процесса выступали характеристики мобильного балансировочного станка, применяемого для малых роторов: частота вращения вала  $n = 5800$  об/мин; мощность на валу  $N = 100$  Ватт; момент на валу  $M_k = 0,17$  Н·м; наружный диаметр крыльчатки  $D = 84$  мм. В результате расчёта в модуле Vista AFD сформирована геометрия пера лопатки и определены следующие параметры крыльчатки: расход воздуха  $G_k = 0,195$  кг/с и его величина повышения полного давления  $P^* = 800$  Па, количество лопаток выбрано 7 шт. Полученная геометрия была названа «крыльчатка №1».

Рассчитанная номинальная геометрия крыльчатки №1 подверглась доработке. Изменение пера лопатки и построение крыльчатки выполнялось в

модуле BladeGen. Крыльчатка имеет малые габариты, вследствие чего их дисбаланс, вызванный неуравновешенной газовой силой, имеет малые значения. В исследовательских целях запланирован эксперимент, в котором дисбаланс крыльчаток, вызванный неуравновешенной газовой силой, будет иметь заметную величину. В связи с этим, были существенно увеличены отклонения расположения двух лопаток относительно их номинального положения. Изменённые параметры крыльчаток №2, №3 и №4 относительно номинальной (№1) представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Изменённые параметры крыльчаток

№ лоп.	Угловое отклонение расположения лопатки относительно номинала $\Delta_\alpha$	Отклонение угла наклона лопатки относительно номинала $\Delta_\beta$ , крыльчатки		
	крыльчатки №2, №3, №4, град.	№2, град.	№3, град.	№4, град.
1	+5	-5	-10	-15
2	0	0	0	0
3	0	0	0	0
4	-5	5	10	15
5	0	0	0	0
6	0	0	0	0
7	0	0	0	0

Направление вращения отклонений расположения лопаток  $\Delta_\alpha$  и отклонения угла их наклона  $\Delta_\beta$  приведены на рисунке 3.2.

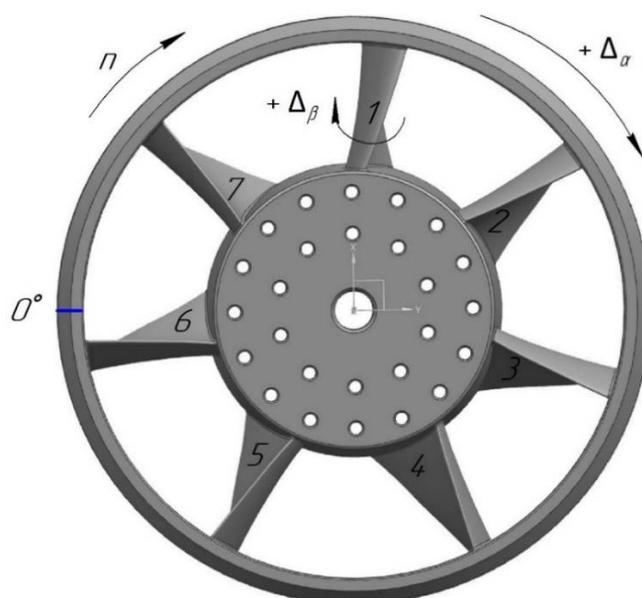


Рисунок 3.2 – Эскиз крыльчатки

На втором этапе были изготовлены крыльчатки методом послойного наплавления (FDM) из полиэтилентерефталатгликоля (PET-G).

В ходе третьего этапа выполнялось измерение геометрии аэродинамических поверхностей крыльчаток на оптическом сканере RangeVision PRO при помощи вращающегося стола. Измерение крыльчаток проводилось с целью контроля точности их изготовления. На основе полученных измерений будет построена 3D-модель, учитывающая отклонения расположения профилей пера лопаток, выявленные в ходе её измерения. Сканирование проводилось в условиях работы первой зоны для обеспечения наивысшей точности. Измерение крыльчаток осуществлялось в трёх позициях с дискретностью 15 градусов в автоматическом режиме. Процесс измерения крыльчатки №2 показан на рисунке 3.3. Удаление выпадающих значений, шумов и сшивка полученных 72 сканов для каждой крыльчатки проводилась в ScanCenter NG. В результате выполнения окончательного совмещения оценённая точность сшивки сканов крыльчатки не превышала 0,025 мм. Заявленная точность измерения сканере RangeVision PRO на первой зоне составляет 0,018 мм. Полученная полигональная модель, представленная на рисунке 3.4, экспортировалась в формат \*.stl для дальнейшей обработки.

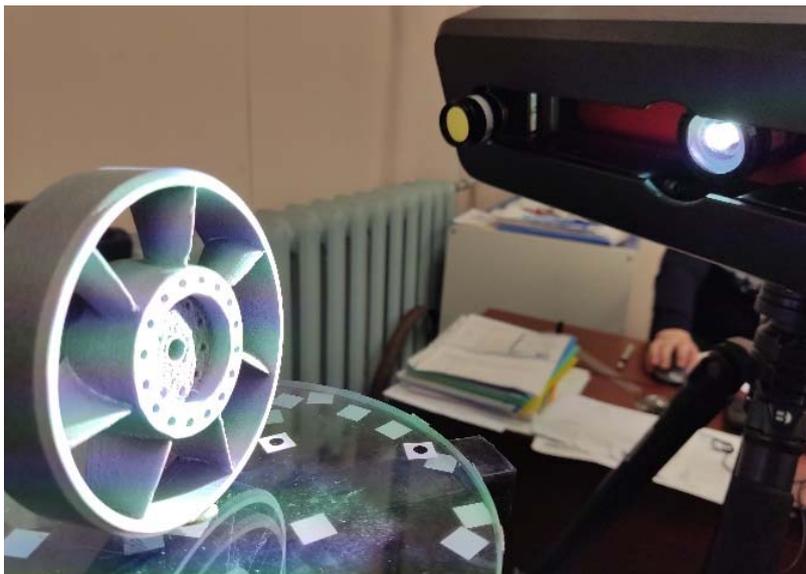


Рисунок 3.3 – Процесс измерения крыльчатки на оптическом сканере

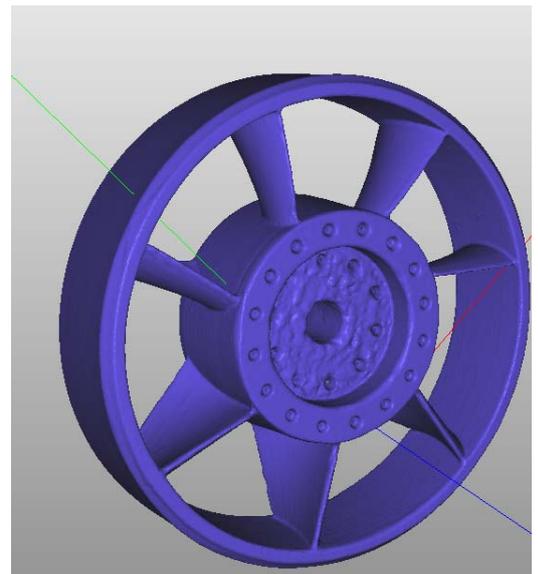


Рисунок 3.4 – Полигональная модель детали после сшивки

В ходе четвёртого этапа проводилось построение 3D-моделей крыльчаток, учитывающих реальные отклонения, полученные на основе измерений. Текущий этап реализуется с использованием САД-системы Siemens NX на основе отсканированной полигональной модели. Поскольку для дальнейших этапов требуется твердотельные 3D-модели, вначале было проведено преобразование их в листовые тела. Небольшие недосканированные элементы граней интерполировались кубическими сплайнами, а на их основе строились поверхности «заплатки». Поверхности, не участвующие в дальнейших расчётах, были удалены или заменены на плоскости или цилиндры. Следующим шагом проводилось преобразование поверхностей в твердотельные 3D-модели крыльчаток №2, №3, №4 и построение их проточных частей при помощи булевой операции. САД-модели деталей из системы NX сохраняются в формат \*.x\_t. Затем производится импорт их геометрии в САЕ-систему.

На пятом этапе проводилась разработка КЭ моделей течения газового потока через проходные сечения крыльчаток. Процесс создания аналогичен 1 этапу методики, приведённому в разделе 2.1. При моделировании секторов крыльчаток задавались следующие параметры их работы:  $n = 5800$  об/мин;  $G = 0,0279$  кг/с;  $P = 101325$  Па;  $T = 298$  К. На рисунке 3.5 приведена картина линий токов газового потока через сектор крыльчатки №2 четвертой лопатки.

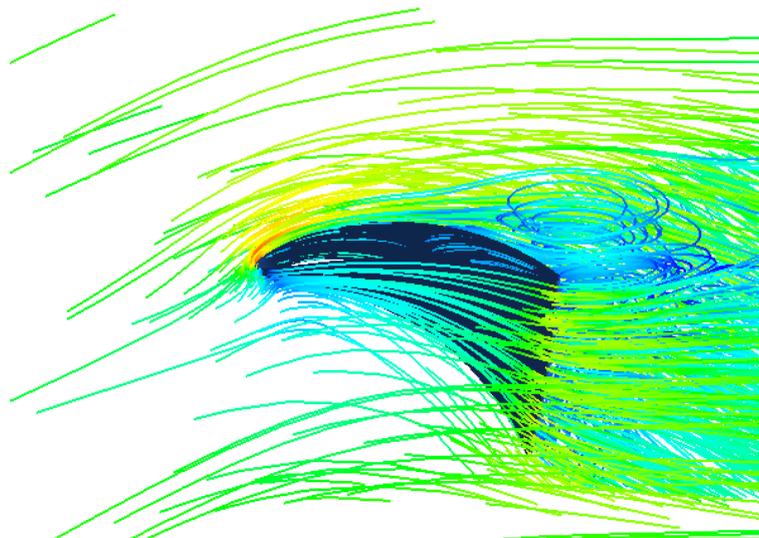


Рисунок 3.5 – Картина линий токов газового потока

В ходе шестого этапа выполнялся расчёт дисбаланса крыльчаток, вызванного неуравновешенной газовой силой, и параметров, необходимых для их компенсации, в соответствии с выражениями, приведёнными в разделе 2.2 четвертого шага. В таблице 3.2 представлены результаты расчёта  $D_a$ ,  $m$  и  $\beta$  для крыльчаток, полученные на основе КЭ моделирования.

Таблица 3.2 – Теоретические данные, полученные с использованием КЭМ

№ крыльч.	Дисбаланс $D_a$ , г·мм	Масса корректирующего груза $m$ , г	Угловое расположение корректирующего груза $\beta$ , град.
1	0,056	0,0031	103
2	0,476	0,0265	290
3	0,982	0,0528	292
4	1,494	0,0855	293

Расчёт  $m$  и  $\beta$  выполнялся для радиуса  $r=18$  мм. Угловой точкой отсчёта принята ось -OY. Отсчёт угла вёлся по часовой стрелке, тем самым совпадая с направлением вращения крыльчаток.

В ходе выполнения седьмого этапа проводилось устранение механической составляющей суммарного дисбаланса крыльчаток. Для исключения влияния газо-воздушной среды балансировка крыльчаток выполнялась в аттестованной высоковакуумной камере ВВ-1. Балансировка крыльчаток выполнялась с использованием мобильного балансировочного стенда, в состав которого входил прибор БалКом-4.

Динамическая балансировка крыльчаток производилась при остаточном давлении не более  $1,3 \cdot 10^{-3}$  Па и включала в себя 4 шага. Каждый шаг включал откачивание воздуха, проведения измерений частоты вращения ротора  $n$ , вибрации  $\nu$  и её фазы  $f$  с последующей нормализацией давления внутри камеры до атмосферного. Устранение механической составляющей дисбаланса выполнялась корректирующими грузами, устанавливаемыми в специально предусмотренные отверстия диаметром 3 мм. Отверстия располагались на делительном радиусе  $r = 18$  мм. На первом шаге выполнялся замер параметров  $n$ ,  $\nu$  и  $f$  без внесённых

грузов. В ходе второго шага был внесён пробный груз массой 0,15 г на принятое нулевое угловое положение крыльчатки и повторно определены параметры  $n$ ,  $\nu$  и  $f$ . Программным приложением БалКом-4 была рассчитана масса корректирующего груза и его угловое положение. На третьем шаге вносился корректирующий груз и выполнялось измерение остаточного дисбаланса крыльчатки. Четвертым этапом проводилась последовательная балансировка крыльчатки в вакууме до тех пор, пока её остаточный дисбаланс не превышал 0,1 г·мм. При этом уровень вибрации на опоре не превышал 0,650 мм/с.

Допустим остаточный дисбаланс для класса точности балансировки G 0,4 в соответствии с ГОСТ ИСО 1940-1-2007 [135] был определён по формуле:

$$U_{рег} = \frac{(e_{рег} \cdot \Omega) \cdot m_p}{\Omega} 1000, \quad (3.1)$$

где  $e_{рег} \cdot \Omega$  – показатель класса точности балансировки, мм/с;

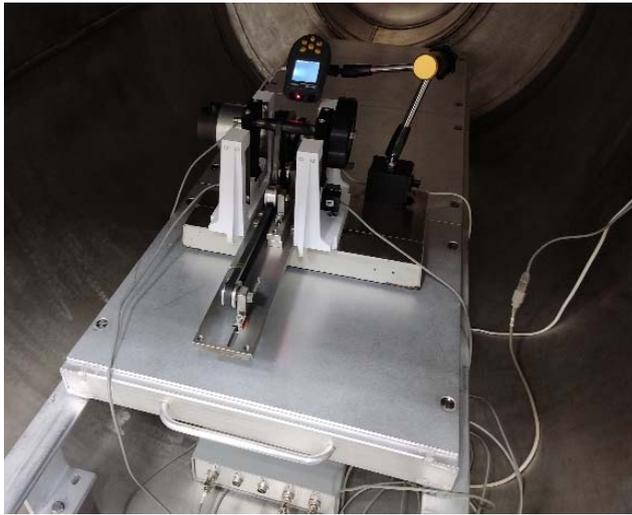
$m_p$  – масса собранного ротора, кг;

$\Omega$  – угловая скорость вращения ротора, рад/с;

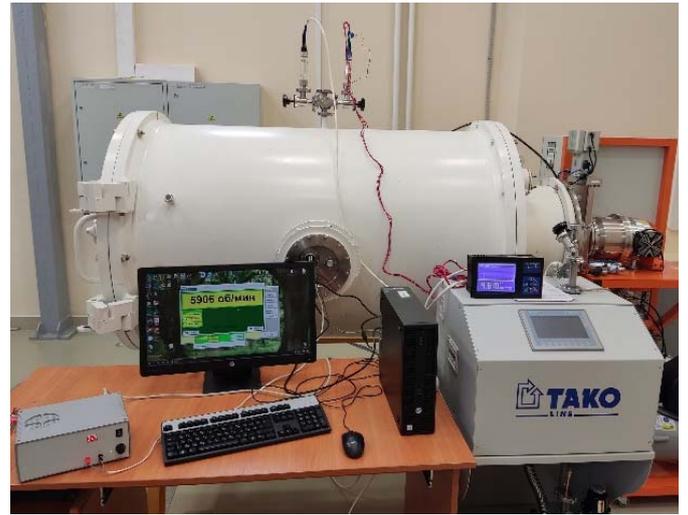
Для класса точности G1  $e_{рег} \cdot \Omega = 0,4$  мм/с, масса собранного ротора составляла 0,235 кг, из которых масса крыльчатки составляла 0,082 кг. Допустимый остаточный дисбаланс для класса точности G1 составил 0,155 г·мм.

В экспериментах использовались поверенные электронные весы с ценой деления 0,005 гр. На рисунке 3.6 приведён мобильный балансировочный стенд, установленный в высоковакуумную камеру и прибор БалКом-4. Подключаемый к компьютеру кабель прибора БалКом-4 выводился во внешнюю среду через гермовывод вакуумной камеры.

На восьмом этапе определялся и устранялся дисбаланс крыльчаток, вызванный неуравновешенной газовой силой. Каждая крыльчатка была установлена на вал и проходила механическую балансировку в вакууме и в нормальных атмосферных условиях последовательно без демонтажа.



а



б

Рисунок 3.6 – Балансировочный стенд, установленный в высоковакуумную камеру ВВ-1: а) внутренний объём камеры; б) рабочее место оператора

Механическая балансировка в нормальных атмосферных условиях включала в себя первые 3 шага 7-го этапа. В результате удалось определить дисбаланс крыльчаток, вызванный неуравновешенной газовой силой и компенсировать его грузиком. Остаточный дисбаланс крыльчаток составил не более 0,2 г·мм, при этом уровень вибрации не превышал 1,1 мм/с. С использованием выражения (3.1) был рассчитан допустимый остаточный дисбаланс собранного ротора для класса точности G 1, который составил 0,387 г·мм. Сбалансированные крыльчатки №2, №3, №4 приведены на рисунке 3.7.



а

б

в

Рисунок 3.7 – Сбалансированные крыльчатки: а) №2; б) №3 в) №4

Восьмым этапом проводилась оценка расхождений результатов, полученных с использованием КЭМ и при выполнении эксперимента. Сходимость результатов, полученными в ходе сборки, оценивалась посредством вычисления абсолютных отклонений:

$$\Delta_a = \Pi_M - \Pi_{И}, \quad (3.2)$$

где  $\Pi_M$  – параметр, полученный в результате КЭ моделирования;

$\Pi_{И}$  – измеренный параметр на приборе БалКом-4.

Относительные отклонения рассчитывались согласно формуле:

$$\Delta_o = \frac{\Delta_a}{\Pi_{И}} \cdot 100. \quad (3.3)$$

Результаты исследований приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Результаты балансировки крыльчаток

Параметр		Крыльчатка №		
		2	3	4
Дисбаланс крыльчаток, $D_a$ г·мм	Рассчитано	0,476	0,982	1,494
	Эксперимент	0,5	1,1	1,7
Абсолютное отклонение, г·мм		0,02	-0,17	-0,21
Относительное отклонение, %		-4,8	-10,7	-12,1
Масса корректирующего груза $m$ , г	Рассчитано	0,0265	0,0528	0,0855
	Эксперимент	0,029	0,060	0,098
Абсолютное отклонение, г		-0,003	-0,007	-0,013
Относительное отклонение, %		-8,6	-12,0	-12,76
Угловое расположение корректирующего груза $\beta$ , градус	Рассчитано	290	292	293
	Эксперимент	287	315	320
Абсолютное отклонение, градус		3	-23	-27
Относительное отклонение, %		1,1	-7,3	-8,4

Расхождения полученных теоретических и экспериментальных данных представлено в виде графиков на рисунке 3.8.

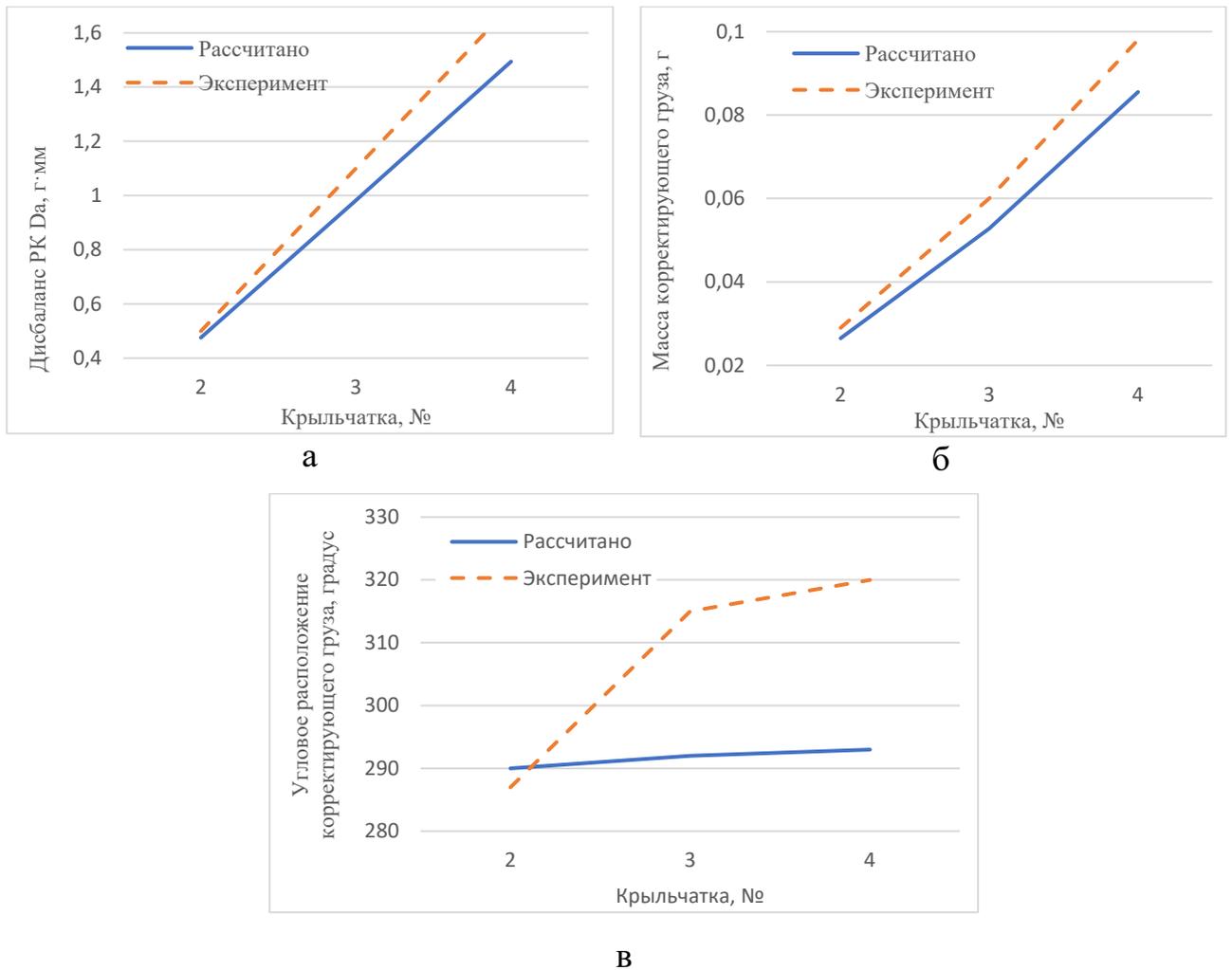


Рисунок 3.8 – Зависимость рассматриваемого параметра от номера крыльчатки: а) дисбаланс, вызванный неуравновешенной газовой силой; б) масса корректирующего груза; в) угол расположения корректирующего груза

Расхождения результатов расчётов и выполнения экспериментов можно объяснить следующими причинами:

- 1) погрешностями измерения и создания моделей поверхностей крыльчаток;
- 2) погрешностями измерения прибора БалКом-4 и электронных весов;
- 3) принятыми допущениями при разработке модели оценки дисбаланса крыльчаток, вызванного неуравновешенной газовой силой;
- 4) погрешностью механической балансировки крыльчаток.

Анализ результатов сравнения, представленных в таблице 3.3 и на рисунке 3.8, позволяют сделать следующие выводы.

1) Повышение отклонений расположений лопаточного венца крыльчаток приводит к снижению точности оценки дисбаланса, вызванного неуравновешенной газовой силой.

2) Максимальное расхождение между теоретически оценённым и экспериментально измеренным дисбалансом, вызванным неуравновешенной газовой силой, крыльчаток не превысило 13%.

### 3.2 Снижение дисбаланса РК при его сборке

В текущем разделе проведена оценка дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, первой ступени КНД и параметров его компенсации на основе результатов измерений лопаток, полученных с использованием координатно-измерительной машины DEA Global. Результаты измеренных лопаток приведены в Приложении В. Оценка дисбаланса РК и параметров его компенсации выполнялась с использованием метода, изложенного в разделе 2.1. В ходе расчёта учитывался порядок раскладки лопаток с учётом их статистических моментов. Рассчитанный дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой, и параметры его компенсации приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Рассчитанный дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой, и параметры его компенсации

Дисбаланс, вызванный неуравновешенной газовой силой, $D_a$ г·мм	Угловое расположение корректирующего груза $\beta$ , град.	Масса корректирующего груза $m$ , г
101,8	221,9	0,8

На рисунке 3.9 приведена векторная диаграмма газодинамических сил рассматриваемого РК.

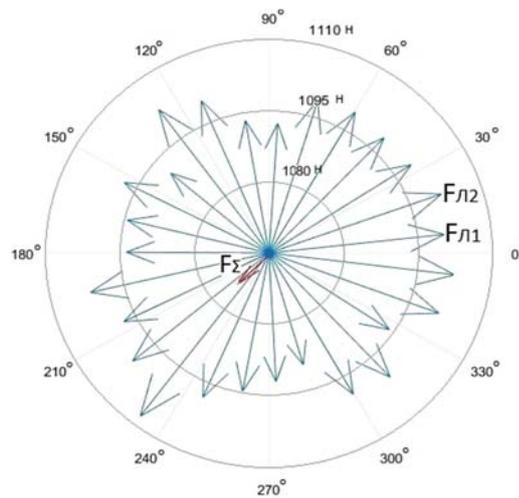


Рисунок 3.9 – Векторная диаграмма газодинамических сил РК

Оценка дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, проводилась для номинального режима работы изделия. Масса корректирующего груза рассчитывалась для радиуса расположения равного 135 мм. На производстве РК первой ступени ГТД проводят статическую балансировку в динамическом режиме. Допустимый остаточный дисбаланс на РК первой ступени составляет 600 г·мм. Рассчитанная величина дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, по отношению к допустимому остаточному дисбалансу составляет 17%.

### 3.4 Выводы по главе 3

1. Проведена верификация методики создания параметрической модели оценки дисбаланса РК ГТД, вызванного неуравновешенной газовой силой. Повышение отклонений расположений лопаточного венца крыльчаток приводит к снижению точности оценки исследуемого дисбаланса. Максимальное расхождение между теоретически оценённым и экспериментально измеренным дисбалансом крыльчаток не превысило 13%.

2. Проведена оценка дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, первой ступени и параметров его компенсации на основе результатов измерений лопаток, полученных с использованием координатно-измерительной машины. Рассчитанная величина дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, по отношению к допустимому остаточному дисбалансу составляет 17%, что показывает важность его учёта при балансировке РК.

#### 4 ПРАКТИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ОТРАСЛИ

В главе представлено описание разработанного программного приложения, предназначенного для определения дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, первой ступени и параметров его компенсации на основе измерения геометрии лопаток.

Во втором разделе главы приведена последовательность использования программного приложения для снижения дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой. Методика рассчитана на использования в цеховых условиях при балансировке ГТД.

##### **4.1 Программное приложение для определения дисбаланса РК и их параметров компенсации с учётом влияния отклонений расположения пера лопаток**

Разработанное программное приложение предназначено для определения дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, и параметров компенсации методом добавления корректирующих масс. Программное приложение разработано в среде MATLAB, оно выполняет следующие функции:

- 1) автоматизирует процесс взаимодействия с ANSYS Workbench, NX и Excel;
- 2) проводит математические расчёты;
- 3) выполняет архивацию данных вычисления.

Дальнейшее описание приведено на примере РК первой ступени. Программное приложение состоит из трёх модулей, выполняющих расчёт:

- 1) линейных и угловых отклонений;
- 2) неуравновешенных газовых сил;
- 3) дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, и параметров его компенсации.

В программном приложении расчёт неуравновешенных сил выполняется при помощи КЭ моделей и связанной с ней параметрической 3D-модели сектора

РК, процесс построения которой изложен в разделе 2.2. Интерфейс основного окна программного приложения приведён на рисунке 4.1.

Рисунок 4.1 – Интерфейс программного приложения для определения дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, и параметров его компенсации

Первый модуль предназначен для расчёта величин линейных и угловых отклонений контролируемого сечения относительно номинально заданного. Вначале вводятся номинальные координаты точек, заданные конструктором, относительно которых необходимо рассчитать отклонения в поля ввода «Точка №1» и «Точка №2». Измеренные геометрические размеры контролируемых координат сечения пера лопатки вводятся в формате \*.xlsx. Структура файла представлена на рисунке 4.2.

№ лопатки	Координаты точек, мм					
	X1	Y1	Z1	X2	Y2	Z2
1	T X11	T Y11	T Z11	T X21	T Y21	T Z21
n	T X1n	T Y1n	T Z1n	T X1n	T Y1n	T Z1n

Рисунок 4.2 – Структура файла, вводимая с целью расчёта отклонений пера лопаток рабочего колеса

На рисунке 4.2 буква «Т» обозначает «Точка». Латинскими заглавными буквами «X», «Y» и «Z» – координаты точек в декартовых координатах. Первой цифрой обозначается номер точки, второй – номер лопатки.

Выбор номера измерения лопаток вводится в одноименном поле через короткое тире. Реализована возможность проводить округление рассчитанных угловых и линейных отклонений до заданной точности. Для этого напротив параметра «Использовать округление» необходимо поставить флажок и в поле «линейное» и «угловое» вводиться требуемая точность округления. Результаты расчёта записываются в указанный файл формата \*.xlsx. Структура файла представлен на рисунке 4.3.

№ лопатки	Отклонения лопатки		
	$\Delta_{OZ}$ , град.	$\Delta_X$ , мм	$\Delta_Y$ , мм
1	$\Delta_{1OZ}$	$\Delta_{1X}$	$\Delta_{1Y}$
n	$\Delta_{nOZ}$	$\Delta_{nX}$	$\Delta_{nY}$

Рисунок 4.3 – Структура файла, выводимые отклонения пера лопаток рабочего колеса

Запуск процесса расчёта линейных и угловых отклонений выполняется через главное меню «Расчёт» > «Линейные и угловые отклонения». Главное меню и выпадающий список, через который задаются команды показан на рисунке 4.4

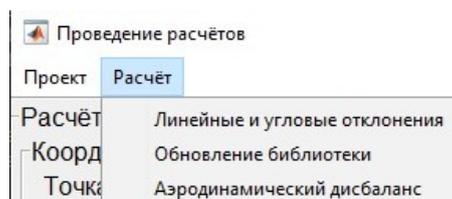


Рисунок 4.4 – Выпадающее окно

На рисунке 4.5 представлена блок-схема работы модуля для обработки измеренных геометрических параметров.



Рисунок 4.5 – Блок-схема работы модуля для обработки измеренных геометрических параметров

Второй модуль предназначен для расчёта неуравновешенных газовых сил. Расчёт проводится по геометрическим отклонениям расположения профилей пера лопаток с использованием параметрической КЭ моделью сектора РК. Вначале указывается расположения файла формата \*.xlsx с отклонениями в поле «Отклонения лопаток». Структура файла имеет вид, представленный на рисунке 4.3. В поле ввода «Номера отклонений» вводятся номера отклонений лопаток РК. Указывается путь расположения проекта КЭ модели и расположения файла библиотеки в поле «Модель рабочего колеса» и «Библиотека отклонений» соответственно. В библиотеке сохраняются соотношения отклонений расположения профилей пера лопаток с возникающими неуравновешенными силами, структура файла приведена на рисунке 4.6.

№	Отклонение сечения			Неуравновешенная сила, N		
	$\Delta_{OZ}$ , град.	$\Delta_X$ , мм	$\Delta_Y$ , мм	$F_X$	$F_Y$	$F_Z$
1	$\Delta_{1OZ}$ ,	$\Delta_{1X}$	$\Delta_{1Y}$	$F_{1X}$	$F_{1Y}$	$F_{1Z}$
n	$\Delta_{nOZ}$ ,	$\Delta_{nX}$	$\Delta_{nY}$	$F_{nX}$	$F_{nY}$	$F_{nZ}$

Рисунок 4.6 – Структура файла и выводимые данные из библиотеки

Запуск процесса расчёта неуравновешенных сил выполняется через выпадающее окно главного меню «Расчёт» > «Обновление библиотеки». На рисунке 4.7 представлена блок-схема работы модуля для расчёта неуравновешенных сил.

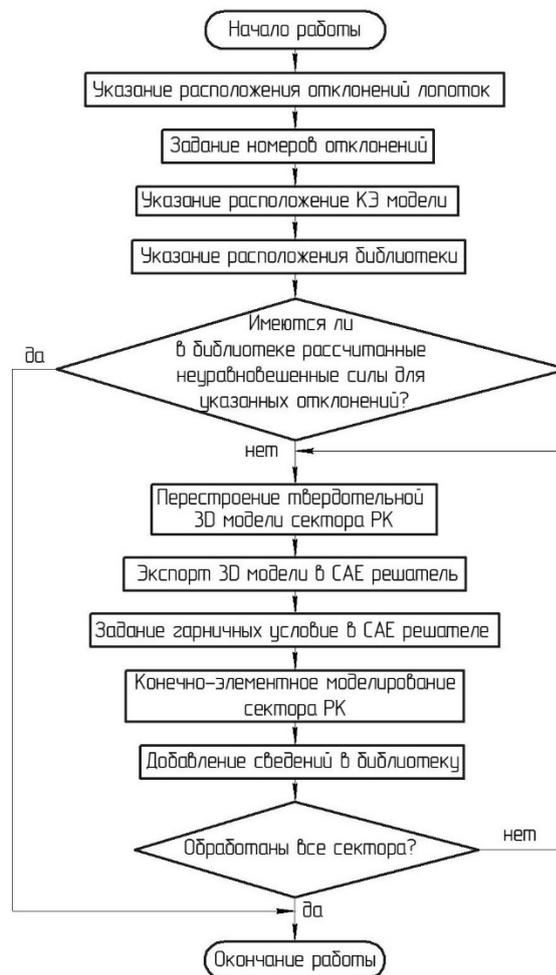


Рисунок 4.7 – Блок-схема работы модуля для расчёта неуравновешенных сил

Третий модуль проводит расчёт дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, и параметров, необходимых для его компенсации. Для выполнения расчёта должен быть указан путь расположения

файла, в котором записаны отклонения лопаток и выбраны их номера. Далее задаётся радиус расположения корректирующего груза, частота вращения вала и количество лопаток РК в соответствующих полях. Результаты расчёта могут быть сохранены в файл формата \*.xlsx при нажатии флажка напротив «Экспорт результатов расчёта» и указания пути сохранения. Запуск процесса расчёта дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, выполняется через выпадающее окно главного меню «Расчёт» > «Дисбаланс». В результате вычислений выводятся следующие численные параметры: дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой, угловое расположение и масса корректирующего груза, который позволит его снизить. На рисунке 4.8 представлена блок-схема работы модуля для расчёта дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой.



Рисунок 4.8 – Блок-схема работы модуля для расчёта дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой

По результатам работы получены свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ, которые приведены в Приложении А.

На основе вышеизложенного приложения был разработан программный комплекс «АІ» для определения параметров компенсации дисбаланса РК первой ступени КНД с учётом геометрических отклонений его лопаток. Технологическая инструкция устанавливает порядок использования программного комплекса «АІ» в

технологическом процессе балансировки для определения параметров компенсации дисбаланса РК первой ступени КНД с учётом геометрических отклонений его лопаток. Технологическая инструкция представлена в Приложении Д.

#### **4.2 Последовательность использования программного приложения для снижения дисбаланса РК ГТД с учётом отклонений расположения профилей пера лопаток**

Разработанное программное приложение позволяет проводить оценку дисбаланса, вызванного неуравновешенной газовой силой, для РК первой ступени ГТД с учётом условий его эксплуатации. Программное приложение может быть использовано в существующим технологическом процессе сборки и балансировки РК с минимальным его изменением.

Последовательность использования программного приложения включает в себя три укрупнённых этапа: подготовка к использованию, применение программного приложения для наработки статистических данных, расчёт дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, и параметров его компенсации.

На этапе подготовки к использованию программного приложения необходимо решить следующие задачи:

1.1 Определить контролируемые геометрические параметры лопаток компрессора, используемые средства измерения и погрешности измерения.

1.2 Определить возможности программного комплекса координатно-измерительной машины проводить расчёт геометрических отклонений пера лопатки.

1.3 Выполнить интеграцию программного приложения в технологический процесс сборки и балансировки РК КНД. При интеграции следует решить следующие подзадачи:

1.3.1 Задачи, связанные с решением организационных вопросов:

– изменение нормативной документации с учётом использования программного приложения для определения дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, и их параметров компенсации;

– приобретение оборудования, необходимого для внедрения и эксплуатации приложения;

– подготовка рабочего места для работы приложения.

### 1.3.2 Задачи, связанные с решением технических вопросов:

– подключение электронно-вычисленной аппаратуры в единую локальную сеть предприятия для дальнейшей обработки геометрических отклонений, полученных на операции измерений геометрии пера лопатки.

– выделение локального пространства для хранения результатов расчёта.

1.3.3 Задачи, связанные с решением вопросов доработки программного обеспечения:

– разработка интерфейсов взаимодействия программного приложения с контрольно-измерительной машиной. Прямое взаимодействие машины с приложением позволит избежать ошибок ручного ввода данных измерений.

1.4 Определение способа коррекции неуравновешенности РК в роторе КНД. Неуравновешенность может быть снижена методом добавления или снятия масс.

На этапе наработки статистических данных программным приложением требуется решить следующие задачи:

2.1 Определение диапазона геометрических отклонений пера лопаток и величин натяга по антивибрационным полкам, встречающихся при их производстве.

2.2 Подготовка и расчёт различных вариантов сочетаний геометрических отклонений пера лопатки и величин натяга по антивибрационным полкам от неуравновешенных сил. В результате формируется библиотека данных.

На этапе расчёта дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, и параметров его компенсации возникают следующие задачи:

3.1 Сбор статистики, описывающей изменение геометрических параметров лопаток от дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой.

3.2 Выполнение расчёта дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, на основе данных отклонений расположения пера лопаток.

Предложенная методика описывает аспекты, связанные с внедрением разработанного программного приложения, его использованием для определения дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, и их параметров компенсации.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе представлено решение значимой научно-технической задачи снижения дисбаланса РК первой ступени КНД, вызванного неуравновешенной газовой силой, за счёт разработки метода, включающего методики и зависимость для определения условий выполнения балансировки узла.

В процессе работы были получены следующие результаты:

1. Разработан метод снижения дисбаланса рабочих колёс ГТД, использующий параметрическую и регрессионные модели, позволяющие определять условия компенсации дисбалансов на этапе выполнения сборочных работ при учёте отклонений расположения профилей пера лопаток. Метод учитывает сборочные параметры РК и действующие в нём нагрузки посредством разработанной методики создания параметрической модели для оценки дисбаланса РК. Использование метода показало возможность снижения дисбаланса РК 1 ступени КНД на 31%.

2. Разработана методика создания параметрической модели для оценки дисбаланса РК, отличающаяся совместным учётом отклонений расположения профилей пера лопаток в параметрическом виде, натяга по антивибрационным полкам, действующих при работе центробежной силы, температуры и давления газового потока. Методика позволяет проводить оценку деформаций лопаток и оценивать дисбаланс РК с учётом действующих при работе нагрузок и отклонений расположения профилей пера лопаток, представимых в параметрическом виде. Проведена верификация методики посредством создания параметрической модели крыльчаток. Максимальное расхождение между теоретически оценённым и экспериментально измеренным дисбалансом  $D_{\text{кр}}^{\text{кр}} / D_{\text{кр}}^{\text{кр}}$  крыльчаток компрессора не превысило 13%.

3. Сформированы регрессионные зависимости действующих на лопатку РК первой ступени КНД при работе изделия газовых сил от отклонения расположения профилей пера лопаток для дальнейшего определения дисбаланса. Погрешность при оценке величин сил, относительно КЭ расчётов, не превысит 0,2%. Зависимости позволяют рассчитывать дисбаланс РК, вызванный

неуравновешенной газовой силой, операторами балансировочного оборудования в цеховых условиях.

4. Проведены исследования по определению влияния нагрузок и отклонений расположения профилей пера на деформации лопаток и на дисбаланс РК первой ступени КНД при работе изделия. Проведена оценка дисбаланса РК первой ступени КНД, вызванного неуравновешенной газовой силой, и параметров его компенсации на основе результатов измерений лопаток, полученных с использованием координатно-измерительной машины при помощи разработанных методик. Рассчитанная величина дисбаланса, вызванного неуравновешенной газовой силой, для исследуемого РК составила 101,8 г·мм. Результаты исследования выявили, что наибольшее влияние на величину дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, оказывают факторы: разворот сечения вокруг оси Oz и натяг по антивибрационным полкам, которые учитываются при расчёте дисбаланса.

Разработано программное приложение и технологическая инструкция его использования для снижения дисбаланса РК ГТД, вызванного неуравновешенной газодинамической силой, которое ранее не определялось. Использование программного приложения и технологической инструкции позволило определить параметры балансировочного груза для компенсации дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газодинамической силой. Установка балансировочного груза на РК после выполнения балансировки ротора КНД позволит снизить вибрацию передней опоры.

Таким образом, поставленная цель достигнута, работа может считаться выполненной в полном объёме. Разработанное программное приложение позволяет рассчитывать дисбаланс РК, вызванный неуравновешенной газовой силой. Предложенные методики позволяют решать практические задачи, связанные с оценкой деформаций лопаток и дисбаланса РК первой ступени КНД. Они предназначены для использования конструкторским персоналом и рабочими в условиях производства предприятий.

Перспектива дальнейшего развития темы состоит в разработке параметрической модели оценки дисбаланса РК, вызванного неуравновешенной газовой силой, и определения условий его компенсации всего КНД.

## СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

РК – рабочее колесо;

КПД – коэффициент полезного действия;

КНД – компрессор низкого давления;

ГТД – газотурбинный двигатель;

КЭ – конечно-элементная;

КЭМ – конечно-элементная модель (finite element model);

САЕ – система автоматизированного проектирования (Computer-Aided Engineering systems);

CAD – системы автоматизированного конструирования (Computer-Aided Design systems);

МГ – малый газ (режим работы ГТД);

Ном – номинальный режим работы ГТД;

Ном 0,85 – номинальный режим работы с тягой 0,85 от максимально-возможной;

Макс – максимальный режим работы ГТД;

FDM – моделирование методом наплавления (Fusion Deposition Modeling);

РЕТ-G – полиэтилентерефталатгликоль;

ВВ-1 – высоковакуумная камера №1;

$P_l$  – распределения давления по перу лопатки;

$T_l$  – распределения температуры по перу лопатки;

$n$  – частота вращения ротора;

$G$  – расход воздуха через единичный сектор РК;

$P$  – статическое давление на входе в РК;

$T$  – статическая температура на входе в РК;

$F_c$  – центробежная сила;

$h$  – натяг по антивибрационным полкам;

$\Delta_{OZ}^\partial$  – угол разворота сечения вокруг оси OZ возникший в результате деформации лопатки;

$\Delta_X^\partial$  – величина смещения сечения вдоль оси OX возникший в результате деформации лопатки;

$\Delta_Y^\delta$  – величина смещения сечения вдоль оси OY возникший в результате деформации лопатки;

$\Delta_{OZ}$  – угол разворота сечения вокруг оси OZ;

$\Delta_X$  – величина смещения сечения вдоль оси OX;

$\Delta_Y$  – величина смещения сечения вдоль оси OY;

$F_Y$  – проекции силы на оси Oy сектора РК, возникающих в результате обтекания элементов лопатки потоком рабочего тела;

$F_Z$  – проекции силы на оси Oz сектора РК, возникающих в результате обтекания элементов лопатки потоком рабочего тела;

$F_{\sum Z}$  – суммарная проекция газовых сил в РК вдоль оси Oz;

$F_{\sum Y}$  – суммарная проекция газовых сил в РК вдоль оси Oy;

$D_a$  – дисбаланс РК, вызванного неуравновешенной газовой силой;

$m$  – масса корректирующего груза;

$r$  – радиусу расположения корректирующего груза;

$\beta$  – угловое расположение вектора неуравновешенной силы;

$G_2$  – геометрические отклонения деталей;

$G_{изм}$  – геометрические отклонения деталей;

$G_{деф}$  – изменение геометрии лопаток в ходе работы изделия;

$W$  – параметры рабочей среды;

$l$  – размер между сопрягаемыми поверхностями antivибрационных полок лопаток;

$U$  – вектор скорости;

$\rho$  – плотность воздуха;

$S_M$  – источниковый член, представляющий скорость изменения импульса единицы объёма жидкости под действием внешних массовых сил;

$\tau$  – тензор вязких и турбулентных напряжений, связанный со скоростью деформации;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности жидкости;

$\nabla(U\tau)$  – работа сил вязкого трения;

$US_M$  – работа внешних сил;

$S_e$  – тепловой поток из внешних источников на единицу объёма;

$c_p$  – изобарная теплоёмкость газа;

$[K]$  – матрица жёсткости элемента;

$\{F\}$  – приложенные силы на элемент;

$\{U_m\}$  – перемещения элемента.

$U_T$  – теплового перемещение, вызванное расширением или сжатием тела для единичного конечного элемента;

$\alpha$  – коэффициент теплового расширения материала;

$T_u$  – исходная температура тела;

$T_n$  – применяемая температура тела;

$\bar{c}^0$  – вектор деформации  $Ox$ ;

$\bar{a}$  – вектор, построенный по номинальным координатам сечения;

$\bar{b}$  – вектор, построенный по деформированным координатам сечения;

$\Delta_{OZ}^B$  – угловое отклонение ведомого сечения (разворот вокруг оси  $Oz$ );

$\Delta_X^6$  – линейное отклонение ведомого сечения (смещение вдоль оси  $Ox$ );

$\Delta_Y^6$  – линейное отклонение ведомого сечения (смещение вдоль оси  $Oy$ );

$r^3$  – радиус расположения задающего сечения;

$r_n^B$  – радиус расположения  $n$ -го ведомого сечения;

$\bar{F}_{L_i}$  – суммарный вектор силы для  $i$ -ой лопатки РК;

$\bar{F}_{Z_i}$  – проекция вектора силы на оси  $Oz$  для  $i$ -ой лопатки РК;

$\bar{F}_{Y_i}$  – проекция вектора силы на оси  $Oy$  для  $i$ -ой лопатки РК;

$y', z'$  – координаты векторы сил с учётом положения лопатки в РК;

$\varphi$  – угол установки лопатки по отношению оси  $Ox$ ;

$w$  – угловая скорость вращения РК;

$\overline{a_0}$  – вектор, задающий ось от которой отсчитывается угловое расположение в РК;

$h_{0.58}$  – натяг по антивибрационным полкам равный 0,58 мм;

$h_{0.68}$  – натяг по антивибрационным полкам равный 0,68 мм;

$h_{0.73}$  – натяг по антивибрационным полкам равный 0,73 мм;

$h_{0.78}$  – натяг по антивибрационным полкам равный 0,78 мм;

$h_{0.88}$  – натяг по антивибрационным полкам равный 0,88 мм;

$N$  – мощность на валу;

$M_k$  – момент на валу;

$D$  – наружный диаметр крыльчатки;

$G_k$  – расход воздуха через спроектированную крыльчатку;

$P^*$  – величина повышения полного давления;

$\Delta_\alpha$  – направление вращения отклонений расположения лопаток;

$\Delta_\beta$  – направление отклонения угла наклона лопаток;

$v$  – вибрация ротора;

$f$  – фаза вибрации ротора;

$G$  – класс точности балансировки;

$e_{pez} \cdot \Omega$  – показатель класса точности балансировки;

$m_p$  – масса собранного ротора;

$\Omega$  – угловая скорость вращения ротора;

$\Delta_a$  – абсолютное отклонение;

$\Pi_M$  – параметр, полученный в результате КЭ моделирования;

$\Pi_{II}$  – измеренный параметр на приборе БалКом-4;

$\Delta_o$  – относительное отклонение;

$\Delta_i$  – величина смещения сечения вдоль  $i$ -той оси, мм;

$\lambda_e$  – коэффициент масштаба;

$k_e$  – коэффициент формы.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. S. Sanjeev, J.P. Pandey, S.S. Ranjit, K.G. Gaurav, O.P. Modi, Coupled mechanical, metallurgical and FEM based failure investigation of steam turbine blade, *Eng. Fail. Anal.* 52 (2015) 35–44, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.02.012>.
2. H. Jianfu, J.W. Bryon, A.A. Ross, An investigation of fatigue failures of turbine blades in a gas turbine engine by mechanical analysis, *Eng. Fail. Anal.* 9 (2) (2002) 201–211, [https://doi.org/10.1016/S1350-6307\(01\)00005-X](https://doi.org/10.1016/S1350-6307(01)00005-X).
3. C. Medrea, D.G. Papageorgiou, H. Bravos, I. Chicinas, Failure analysis of a fan blade holding assemblment, installed on the cooling tower of a power plant, *Eng. Fail. Anal.* 127 (2021) 105505, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105505>.
4. E. A. Ogbonnaya, Modeling Vibration-Based Faults in Rotor Shaft of Gas Turbine. Dissertation, Rivers State University of Science and Technology, 2004.
5. J. A. B. Villanueva, F.J.J. Aguilar, E.C. Trujillo, R.C. Ramirez, M.T. Garcia, Analysis of Steam Turbine Instabilities of a 100 MW Combined Cycle Power Plant. ASME International Mechanical Engineering Congress and EXposition. Dynamic Systems and Control, Parts A and B. Vancouver, British Columbia, Canada, vol. 8, November 12–18, 2010, pp. 11–19. <https://doi.org/10.1115/IMECE2010-38506>.
6. M. S. Leong, M.L. Hee, Blades rubs and looseness detection in gas turbines—operational field experience and laboratory study, *J. Vibroeng.* 15 (3) (2013) 1311–1321
7. A.S. Lee, W.H. Jin, C.D. Hoon, Coupled lateral and torsional vibration characteristics of a speed-increasing geared rotor-bearing system, *J. Sound Vib.* 263 (4) (2003) 725–742, [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(02\)01103-3](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(02)01103-3).
8. B. Abouelanouar, A. Elkihel, H. Gziri, EXperimental study on energy consumption in rotating machinery caused by misalignment, *SN Appl. Sci.* 2 (7) (2020) 1–6, <https://doi.org/10.1007/s42452-020-3043-2>.
9. Reducing Cycling Damage to Combined Cycle Steam Turbines, 2020. <https://www.powermag.com/reducing-cycling-damage-to-combined-cycle-steam-turbines>.
10. K. Prabith, I.R.P. Krishna, The numerical modeling of rotor-stator rubbing in rotating machinery: a comprehensive review, *Nonlinear Dyn.* 101 (2) (2020) 1317–1363, <https://doi.org/10.1007/s11071-020-05832-y>.

11. R. E. D. Bishop, The vibrations of rotating shafts, *J. Mech. Eng. Sci.* 1 (1959) 55 [53].
12. G. M. L. Gladwell, R.E.D. Bishop, The vibration of rotating shafts supported in flexible bearings, *J. Mech. Eng. Sci.* 15 (1959) 66.
13. R. E. D. Bishop, G.M.L. Gladwell, The vibration and balancing of an unbalanced flexible rotor, *J. Mech. Eng. Sci.* 1 (1959) 66–67.
14. R. E. D. Bishop, A.G. Parkinson, On the isolation of modes in the balancing of flexible shafts, *Proc. Inst. Mech. Eng.* 177 (1963) 407–426.
15. A. L. G. Lindley, R.E.D. Bishop, Some recent research of the balancing of large flexible rotors, *Proc. Inst. Mech. Eng.* 177 (1963) 881–897.
16. R. E. D. Bishop, A.G. Parkinson, On the use of balancing machines for flexible rotors, *ASME J. Eng. Ind.* 94 (1972) 561–576.
17. W. Kellenberger, Balancing flexible rotors on two generally flexible bearings, *Brown Boveri Rev.* 54 (1970) 603–619.
18. W. Kellenberger, Should a flexible rotor be balanced in  $N$  or  $N+2$  planes, *Trans. ASME J. Eng. Ind.* 94 (1972) 548–560.
19. T. P. Goodman, A least-squares method for computing balance corrections, *Trans. ASME J. Eng. Ind.* 864 (1964) 273–279.
20. J. W. Lund, J. Tonnesen, Analysis and experiments in multi-plane balancing of flexible rotors, *Trans. ASME J. Eng. Ind.* 194 (1972) 70–77.
21. J. W. Lund, J. Tonnesen, Experimental and Analytic Investigation of High-Speed Rotor Balancing-Phase I, Department of Mechine Design, Technical University of Denmark, Research Report No. FR-8, Project No. FP-4, 1970.
22. M. S. Darlow, A.J. Smalley, A.G. Parkinson, Demonstration of a unified approach to the balancing of flexible rotors, *Trans. ASME J. Eng. Power* 103 (1981) 101–107.
23. A. G. Parkinson, M.S. Darlow, A.J. Smalley, A theoretical introduction to the development of a unified approach to flexible rotor balancing, *J. Sound Vib.* 68 (1980) 489–506.

24. J. Drechsler, A combination of modal balancing and influence coefficient method, in: Proceedings of World Congress on Theory of Machines and Mechanisms, Newcastle-upon-tyne,1, 1975, pp. 81–86.
25. R. Gasch, J. Drechsler, Models Auswuchten Elastischer Laufer ohne Testgewichts-Setzungen, VDI Ber., 320, 1978, pp. 45–54.
26. A. B. Palazzolo, E.J. Gunter, Modal Balancing of a Multimass Flexible Rotor Without Trail Weight, Gas Turbine Division of ASME, 82-GT-267, 1982
27. P. Gnielka, Modal balancing of flexible rotors without test runs-an experimental investigation, J. Sound Vib. 90 (1983) 157–172.
28. Zhu Jimei, Xiao Yasheng Zhu Weng, The method of modal parameter identification techniques used in dynamic balancing of flexible rotors, J. Vib. Eng. vol. 1, 1987, pp. 333–346.
29. Zhu Jimei, Wu Xuqiang, The improvement of dynamic balancing of flexible rotors using the method of modal parameter identification, J. Shanghai Inst. Mech. Eng. 12 (1990) 45–50.
30. Xia Songbo, A method of identifying bearing dynamic coefficients and unbalances of turbine rotor, in: Proceedings of International Conference on Rotor Dynamics, Tokyo, vol. 1, 1986, pp. 69–74.
31. Zheng Gangtie, Huang Wenhui, Shao Chengxun, Field dynamic balancing of a rotor by the identification of vibration parameters, J. Harbin Inst. Technol. 3 (1989) 25–33.
32. Zheng Gangtie, Huang Wenhui, An investigation into the field identification technique of modal parameters of rotating system, Acta Mech. Sin. 23 (1991) 23 –34.
33. Zhu Xiaodong, Wang Xixuan, A method of balancing large-scale flexible rotors without test runs, J. Zhejiang Univ. 2 (1995) 45–49.
34. Zhu Xiaodong, Investigation of New Balancing Methods (Doctor Dissertation), Zhejiang University, 1996.
35. Bi Shihua, Li Naihong, Zhang Gangtie, Acta Aeronaut. Astronaut. Sin. 19 (1998) 78–84.
36. Shin Yuanpin, Lee Anchen, Identification of the unbalance distribution in flexible rotors, Int. J. Mech. Sci. 7 (1997) 841–857.

37. J. Glienicke, Experiment on the static and dynamic characteristics of sliding bearing of high-speed, Foreign turbine, Dong Fang Turbine Co., Ltd, vol. 7, 1977, pp. 109–150
38. J.R. Mitchell, R. Holmes, H. Van Ballegooyen, Experimental determination of a bearing oil film stiffness, Proc. Inst. Mech. Eng. 1 (1996) 90–96.
39. D.E. Bently, A. Muszynska, Modal testing and parameter identification of rotating shaft fluid lubricated bearing system, in: Proceedings of the 4th International Conference on Modal Analysis, vol. 2, 1986, pp. 1393–1402.
40. Hiroshi Iida, Application of the experimental determination of character matrices to the balancing of a flexible rotor, in: Proceedings of the 4th International Conference on Rotor dynamic, vol. 1, 1994, pp. 111–115.
41. R. Stanway, T.K. Tee, J.E. Mottershead, Identification of squeeze-film bearing dynamics using a recursive, frequency-domain filter, ASME Vib. Conf. 1 (1989) 167–176.
42. Zheng Tiesheng, Xu Qingyu, Identification of journal bearing oil-film dynamic coefficients by attaching additional masses to a rotor, J. Xi' Jiao Tong Univ. 26 (1992) 99–106.
43. Rao Zhushi, Zhou Haiting, Fu Zhifang, A new method of on-line identification of unbalanced forces of the multi-span rotor, J. Shanghai Jiaotong Univ. 28 (1994) 26–30.
44. Tang Bingxin, Wen Bangchun, Wang Zhangjun, A method for modal parameters identification of the rotor in operation, in: Proceedings of the 4th National Conference on Rotor Dynamics, vol. 1, 1995, pp. 214–219.
45. Lou Xiangming, Zheng Shuiying, Wang Xixuan, Experiment on the on-line identification of the unbalance for the rotor, Turbine Technol. 40 (1998) 222–226.
46. Lou Xiangming, Zheng shuiying, Wang Xixuan, Some factors of leading to nonlinear electromagnetic force in active magnetic actuator, J. Mech. Electr. Eng. 2 (1999) 40–42.
47. Liu Shunlian, Zheng Shuiying, On-line unbalance identification of flexible rotor system, J. Zhejiang Univ. 38 (2004) 257–261.

48. Fang Tong, Xue Pu, Theory of Vibration and Its Application, Northwestern Polytechnical University Press, XiAn, China, 1998.
49. S. Timoshenko, Vibration Problems in Engineering, People's University Press, Beijing, China, 1978.
50. Zhang Wen, The Theory of Rotor Dynamics, Science Press, Beijing, China, 1990.
51. Yulie, Bearing-Rotor System Dynamics, Xi'an Jiao Tong University press, XiAn, China, 2001.
52. Zhong Yie, He Yanzong, Wang Zheng, Li Fangze, Rotor Dynamics, Tsinghua University Press, Beijing, China, 1987.
53. Wen Bangchun, Gu Jialiu, Xia Songbo, Wang Zheng, Advanced Rotor Dynamics: Theory, Technology and Application, Machinery Industry Press, Beijing, China, 1999.
54. Jiang Weikang, Zhu Jimei, Boundary element method for the dynamic response of orthotropic plate, J. Vib. Eng. 1 (1988) 55–62.
55. J. Zhu, P. Gu, Dynamic response of orthotropic plate using BEM with approximate fundamental solution, J. Sound Vib. 151 (1991) 203–211.
56. Zhu Jimei, Huang Ling, Identification of beam supporter stiffness by boundary element method, Shock Vib. Dig. 24 (1992) 3–7.
57. Zhu Jimei, Huang Ling, Determination of the boundary condition of a rotating shaft, in: Proceedings of International Conference on Vibration Problems in Engineering, vol. 1, 1994, pp. 24–31.
58. Ножницкий, Ю.А. Новые возможности применения разгонных стендов для обеспечения прочностной надёжности газотурбинных двигателей / Ю.А. Ножницкий, Ю.А. Федина, Д.В. Шадрин, и др. //Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2015. – Т. 14. – №. 3-1. – С. 71-87.
59. Непомилуев, В.В. Разработка технологических основ обеспечения качества сборки высокоточных узлов газотурбинных двигателей: дис..... д-ра техн. наук: 05.07.05/ Непомилуев Валерий Васильевич. – Рыбинск, 2000.- 496 с.

60. Ильина, М.Е. Разработка метода управления технологическим процессом сборки ротора ГТД дискового типа на основе компьютерного моделирования: дис..... канд. техн. наук: 05.07.05/ Ильина Мария Евгеньевна. – Рыбинск, 2004. - 241 с.
61. Кравченко И. Ф. и др. Сборка роторов ГТД барабанно-дискового типа: типовые процессы, алгоритмы расчетов. – 2011.
62. Requicha AAG. Toward a theory of geometric tolerancing. *Int J Robot Res* 1983;2(4):45-60.
63. Desrochers A, Clement A. A dimensioning and tolerancing assistance model for cad-cam systems. *Int J Adv Manuf Tech* 1994;9(6):352-61.
64. Clement A, Bourdet P. A study of optimal-criteria identification based on the small-displacement screw model. *CIRP Ann-Manuf Techn* 1988;37(1):503-6.
65. Teissandier D, Couetard Y, Gerard A. A computer aided tolerancing model: Proportioned assembly clearance volume. *Comput Aided Des* 1999;31(13):805-17.
66. Davidson JK, Mujezinovic A, Shah JJ. A new mathematical model for geometric tolerances as applied to round faces. *J Mech Design* 2002;124(4):609-22.
67. Giordano M, Samper S, Petit JP. Tolerance analysis and synthesis by means of deviation domains, axi-symmetric cases. In: *Models for computer aided tolerancing in design and manufacturing*, Netherlands: Springer; 2007, p. 85-94.
68. Gupta S, Turner JU. Variational solid modeling for tolerance analysis. *IEEE Comput Graph Appl* 1993;13(3):64-74.
69. Desrochers A, Riviere A. A matrix approach to the representation of tolerance zones and clearances. *Int J Adv Manuf Tech* 1997;13(9):630-6.
70. Wittwer JW, Chase KW, Howell LL. The direct linearization method applied to position error in kinematic linkages. *Mech Mach Theory* 2004;39(7):681-93.
71. Salomons OW, Haalboom FJ, Poerink HJJ, van Slooten F, van Houten F, Kals HJJ. A computer aided tolerancing tool II: Tolerance analysis. *Comput Ind* 1996;31(2):175-86
72. Chase KW, Gao JS, Magleby SP, Sorensen CD. Including geometric feature variations in tolerance analysis of mechanical assemblies. *Iie Trans* 1996;28(10):795-807.

73. Laperriere L, Ghie W, Desrochers A. Statistical and deterministic tolerance analysis and synthesis using a unified Jacobian-torsor model. *CIRP Ann-Manuf Techn* 2002;51(1):417-20.
74. Singh G, Ameta G, Davidson JK, Shah JJ. Tolerance analysis and allocation for design of a self-aligning coupling assembly using tolerancemaps. *J Mech Design* 2013;135(3):14.
75. Polini W, Moroni G. Manufacturing signature for tolerance analysis. *J Compu Inf Sci Eng* 2015;15(2):5.
76. Forslund A, Madrid J, Soderberg R, Loof J, Knuts S, Isaksson O, Frey DD. Bridging the Gap between Point Cloud and CAD: a Method to assess form error in aero structures. In : 18th AIAA Non-Deterministic Approaches Conference. Diego, California (USA). 2016.
77. Corrado A, Polini W, Moroni G, Petro S. 3D tolerance analysis with manufacturing signature and operating conditions. In: 14th CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing. Gothenburg (Sweden). 2016.
78. Schleich B, Anwer N, Mathieu L, Wartzack S. Skin model shapes: A new paradigm shift for geometric variations modelling in mechanical engineering. *Comput Aided Des* 2014;50:1-15.
79. Anwer N, Schleich B, Mathieu L, Wartzack S. From solid modelling to skin model shapes: Shifting paradigms in computer-aided tolerancing. *CIRP Ann-Manuf Techn* 2014;63(1):137-40.
80. Zhang M, Anwer N, Stockinger A, Mathieu L, Wartzack S. Discrete shape modeling for skin model representation. *P I Mech Eng B-J Eng* 2013;227(B5):672-80.
81. Yan X, Ballu A. Generation of consistent skin model shape based on FEA method. *Int J Adv Manuf Tech* 2017;1-14.
82. Schleich B, Wartzack S. Approaches for the assembly simulation of skin model shapes. *Comput Aided Des* 2015;65:18-33.
83. Schleich B, Wartzack S, Anwer N, Mathieu L. Skin model shapes: Offering new potentials for modelling product shape variability. In: International design engineering technical conferences and computers and information in engineering conference. New York. 2015.

84. Schleich B, Anwer N, Mathieu L, Wartzack S. Status and prospects of skin model shapes for geometric variations management. In: 14th CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing. Gothenburg (Sweden). 2016.
85. Liu T, Cao YL, Wang J, Yang JX. Assembly error calculation with consideration of part deformation. In: 14th CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing. Gothenburg (Sweden). 2016.
86. Grandjean J, Ledoux Y, Samper S. On the role of form defects in assemblies subject to local deformations and mechanical loads. *Int J Adv Manuf Tech* 2013;65(9-12):1769-78.
87. Guo JK, Li BT, Liu ZG, Hong J, Wu XP. Integration of geometric variation and part deformation into variation propagation of 3-D assemblies. *Int J Prod Res* 2016;54(19):5708-21
88. A. Kusiak, A. Verma, A data-driven approach for monitoring blade pitch faults in wind turbines, *IEEE Trans. Sustain. Energy* 2 (1) (2010) 87–96.
89. J. Niebsch, R. Ramlau, T.T. Nguyen, Mass and aerodynamic imbalance estimates of wind turbines, *Energies* 3 (4) (2010) 696–710.
90. E.M. Anderson, F.H. Bhuiyan, D.J. Mavriplis, R.S. Fertig III, Adjoint-based high-fidelity structural optimization of wind-turbine blade for load stress minimization, *AIAA J.* 57 (9) (2019) 4057–4070.
91. S.-C. Yen, W.-S. Liu, K.-C. San, W.-F. Wang, Design of wind-turbine blades for improving aerodynamic performance using hybrid blades, *Ocean Eng.* 227 (2021) 108889.
92. W. Teng, X. Ding, S. Tang, J. Xu, B. Shi, Y. Liu, Vibration analysis for fault detection of wind turbine drivetrains—A comprehensive investigation, *Sensors* 21 (5) (2021) 1686.
93. H. Habbouche, Y. Amirat, T. Benkedjough, M. Benbouzid, Bearing fault event-triggered diagnosis using a variational mode decomposition-based machine learning approach, *IEEE Trans. Energy Convers.* 37 (1) (2021) 466–474.
94. X. Wang, G. Tang, X. Yan, Y. He, X. Zhang, C. Zhang, Fault diagnosis of wind turbine bearing based on optimized adaptive chirp mode decomposition, *IEEE Sens. J.* 21 (12) (2021) 13649–13666.

95. G.d.N.P. Leite, G.T.M. da Cunha, J.G. dos Santos Junior, A.M. Araújo, P.A.C. Rosas, T. Stosic, B. Stosic, O.A. Rosso, Alternative fault detection and diagnostic using information theory quantifiers based on vibration time-waveforms from condition monitoring systems: Application to operational wind turbines, *Renew. Energy* 164 (2021) 1183–1194.
96. H. Darong, K. Lanyan, M. Bo, Z. Ling, S. Guoxi, A new incipient fault diagnosis method combining improved RLS and LMD algorithm for rolling bearings with strong background noise, *IEEE Access* 6 (2018) 26001–26010.
97. S. Hur, L. Recalde-Camacho, W. Leithead, Detection and compensation of anomalous conditions in a wind turbine, *Energy* 124 (2017) 74–86.
98. F. Castellani, A. Eltayesh, M. Becchetti, A. Segalini, Aerodynamic analysis of a wind-turbine rotor affected by pitch unbalance, *Energies* 14 (3) (2021) 745.
99. P. Li, W. Hu, R. Hu, Z. Chen, Imbalance fault detection based on the integrated analysis strategy for variable-speed wind turbines, *Int. J. Electr. Power Energy Syst.* 116 (2020) 105570.
100. F.E.d.A.M. Junior, E.P. de Moura, P.A.C. Rocha, C.F. de Andrade, Unbalance evaluation of a scaled wind turbine under different rotational regimes via detrended fluctuation analysis of vibration signals combined with pattern recognition techniques, *Energy* 171 (2019) 556–565.
101. L. Wang, J.-q. Li, T. Li, H.-g. Liu, Y.-z. Wang, Two-dimensional correlation spectroscopy combined with deep learning method and HPLC method to identify the storage duration of porcini, *Microchem. J.* 170 (2021) 106670.
102. T.W. Rauber, A.L. da Silva Loca, F. de Assis Boldt, A.L. Rodrigues, F.M. Varejão, An experimental methodology to evaluate machine learning methods for fault diagnosis based on vibration signals, *Expert Syst. Appl.* 167 (2021) 114022.
103. M. Sun, H. Wang, P. Liu, S. Huang, P. Wang, J. Meng, Stack autoencoder transfer learning algorithm for bearing fault diagnosis based on class separation and domain fusion, *IEEE Trans. Ind. Electron.* 69 (3) (2021) 3047–3058.
104. B. Freeman, Y. Tang, Y. Huang, J. VanZwieten, Rotor blade imbalance fault detection for variable-speed marine current turbines via generator power signal analysis, *Ocean Eng.* 223 (2021) 108666.

105. M.R. Shahriar, P. Borghesani, A.C. Tan, Speed-based diagnostics of aerodynamic and mass imbalance in large wind turbines, in: 2015 IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), IEEE, 2015, pp. 796–801.
106. K. Dragomiretskiy, D. Zosso, Variational mode decomposition, *IEEE Trans. Signal Process.* 62 (3) (2013) 531–544.
107. G.L. McDonald, Q. Zhao, M.J. Zuo, Maximum correlated Kurtosis deconvolution and application on gear tooth chip fault detection, *Mech. Syst. Signal Process.* 33 (2012) 237–255
108. E.L. Thearle, Automatic dynamic balancers (Part 2: ring, pendulum, ball balancers, *Mach. Des.* 22 (1950) 103–106.
109. S. Kubo, Y. Jinouchi, Y. Araki, J. Inoue, Automatic balancer (Pendulum balancer, *Bull. JSME* 29 (249) (1986) 924–928.
110. P. Bovik, C. Hogfords, Autobalancing of rotors, *J. Sound Vib.* 111 (3) (1986) 429–440.
111. J. Chung, D.S. Ro, Dynamic analysis of an automatic dynamic balancer for rotating mechanisms, *J. Sound Vib.* 228 (5) (1999) 1035–1056.
112. H. Lindell, Vibration reduction on hand-held grinders by automatic balancers, *Cent. Eur. J. Public Health* 4 (1) (1996) 43–45.
113. P.C.P. Chao, Y.D. Huang, C.K. Sung, Non-planar dynamic modeling for the optical disk drive spindles equipped with an automatic balancer, *Mech. Mach. Theory* 38 (11) (2003) 1289–1305.
114. W. Kim, D.J. Lee, J. Chung, Three-dimensional modeling and dynamic analysis of an automatic ball balancer in an optical disk drive, *J. Sound Vib.* 285 (3) (2005) 547–569.
115. H.A. DeSmidt, Automatic balancing of bladed-disk/shaft system via passive autobalancer devices, *AIAA J.* 48 (2) (2010) 372–386.
116. K. Green, A.R. Champneys, N.J. Lieven, Bifurcation analysis of an automatic dynamics balancing mechanism for eccentric rotors, *J. Sound Vib.* 291 (3–5) (2006) 861–881.
117. C.J. Lu, M.H. Tien, Pure-rotary periodic motions of a planar two- ball auto-balancer system, *Mech. Syst. Signal Process.* 32 (2012) 251–268.

118. A.M. Haidar, J.L. Palacios, Parametric studies on modified configurations of ball-type passive balancers for improved transient and steady-state responses, *J. Sound Vib.* 432 (2018) 633–652.

119. X. Su, H. DeSmidt, Rotor balancing via an enhanced automatic dynamic balancer with inductively coupled shunt circuit, *J. Vib. Acoust.* 141 (3) (2019), 031003.

120. L. Spannan, On the Dynamic Modelling of Automatic ball Balancers Applied to Laboratory Centrifuges, University of Magdeburg, 2021. <https://repo.bibliothek.uni-halle.de/handle/1981185920/38793>.

121. A. Haidar, J. Palacios, Modified ball-type automatic balancer for rotating shafts: analysis and experiment, *J. Sound Vib.* 496 (2021), 115927.

122 D. Jung, H. DeSmidt, Nonsynchronous vibration of planar autobalancer/rotor system with asymmetric bearing support, *J. Vib. Acoust.* 139 (3) (2017), 031010.

123. T. Inoue, Y. Ishida, H. Niimi, Vibration analysis of a self-excited vibration in a rotor system caused by a ball balancer, *ASME J. Vib. Acoust.* 134 (2) (2012), 021006.

124. C.J. Lu, Y.M. Lin, A modified incremental harmonic balance method for rotary periodic motions, *Nonlinear Dyn.* 66 (4) (2011) 781–788.

125. Y. Hua, T.K. Sarkar, Matrix pencil method for estimating parameters of exponentially damped/undamped sinusoids in noise, *IEEE Trans. Acoust. Speech Signal Process.* 38 (5) (1990) 814–824.

126. J. Suonan, B. Wang, L. Wang, J. Sun, M. Xiao, A fast phasor calculation algorithm for power systems, *Zhongguo Dianji Gongcheng Xuebao, Chin. Soc. Electr. Eng.* 33 (1) (2013) 123–129.

127. Киселев, Н.В. Моделирование процессов теплопереноса на основе технологии ANSYS / Н. В. Киселев, В. М. Каравайков. - (Теплоэнергетика). - Текст: непосредственный // Известия вузов. Проблемы энергетики. - 2012. - № 9/10. - С. 20-26. - ISSN 1998-9903.

128. Наседкин, А.В. Конечно-элементное моделирование на основе ANSYS. Программы решения статических задач сопротивления материалов с вариантами индивидуальных заданий: учеб.-метод. пособие для вузов / А.В. Наседкин. – Ростов н/Д : УПЛ РГУ, 1998. – 44 с.

129. Новикова, Ю.Д. Газодинамическое проектирование пневматической тормозной системы / Ю.Д. Новикова, Г.М. Попов, Е.С. Горячкин // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева. - 2016. - № 1(36).- С. 172-178.

130. Матвеев, В.Н. Особенности моделирования рабочего процесса компрессора низкого давления газотурбинной установки / В.Н. Матвеев, Г.М. Попов, Е.С. Горячкин, Ю.Д. Смирнова // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. — 2014. — № №5 (47), Ч. 1. — С. 173-179.

131. Волков, А.А. Рациональные настройки численной модели для моделирования рабочего процесса лопатки осевой турбины с пленочным охлаждением /А.А. Волков, Г.М. Попов, О.В. Батулин, В.М. Зубанов, С.А. Мельников // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. - 2022. - № 70. - С. 74-86.

132. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М. : Мир, 1975. – 541 с.

133. Печенина, Е.Ю. Модель оценки сборочных параметров рабочего колеса компрессора / Е.Ю. Печенина, Е. В.Кудашов, М.А. Болотов, В.А. Печенин, П.А. Матвеев // Управление движением и навигация летательных аппаратов : сб. тр. XXV Всерос. семинара по упр. движением и навигации летат. аппаратов, (Самара, 15-17 июня 2022 г.) - Самара : Изд-во Самар. ун-та, 2022. - С. 162-165.

134. Печенина, Е.Ю. Создание цифрового двойника процесса сборки рабочего колеса компрессора / Е.Ю. Печенина // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2023. - Т. 23, №1. - С. 28-35.

135. ГОСТ ИСО 1940-1-2007 Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса. – М.:Стандартинформ, 2007. – 27 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

Свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ

Свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ приведены на рисунках А.1, А.2, А.3 и А.4.



Рисунок А.1 – Свидетельство «Программный модуль для формирования действительных поверхностей деталей»



Рисунок А.2 – Свидетельство «Программное обеспечение для повышения качества изделий посредством создания и использования их цифровых двойников»

## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2021664076

**Программный модуль для расчёта аэродинамических дисбалансов рабочего колеса при разных режимах его работы**

Правообладатель: *федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева" (RU)*

Авторы: *Кудашов Евгений Викторович (RU), Болотов Михаил Александрович (RU), Грачев Илья Александрович (RU), Печенин Вадим Андреевич (RU), Печенина Екатерина Юрьевна (RU)*

Заявка № 2021663157

Дата поступления 20 августа 2021 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 30 августа 2021 г.



Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев

Рисунок А.3 – Свидетельство «Программный модуль для расчёта аэродинамического дисбаланса рабочего колеса при разных режимах его работы»

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

**№ 2019661901**

**Программный модуль для цифрового прогнозирования  
вибрационных параметров роторов**

Правообладатель: *федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П.Королева" (RU)*

Авторы: *Болотов Михаил Александрович (RU), Печенин Вадим Андреевич (RU), Рузанов Николай Владимирович (RU), Грачев Илья Александрович (RU), Кудашов Евгений Викторович (RU), Колчина Екатерина Юрьевна (RU)*

Заявка № **2019660825**

Дата поступления **03 сентября 2019 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **11 сентября 2019 г.**

*Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности*

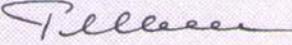
 **Г.П. Ивлиев**



Рисунок А.4 – Свидетельство «Программный модуль для цифрового прогнозирования вибрационных параметров роторов»

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

## Акт внедрения результатов диссертационной работы



ПУБЛИЧНОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО «ОДК-КУЗНЕЦОВ»

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель технического  
директора  
С.Ф. Кретов



## АКТ

## внедрения результатов диссертационной работы

Результаты диссертационной работы Кудашова Е.В. на тему «Метод снижения дисбаланса рабочих колёс ГТД с учётом геометрических отклонений профиля пера лопаток и неравномерности газовой силы» по специальности «2.5.15 – Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов» использовались для определения и разработки путей совершенствования технологического процесса сборки рабочего колеса (РК) первой ступени компрессора низкого давления (КНД). В частности, использовались следующие результаты:

1. Методы снижения дисбаланса РК ГТД, отличающийся модифицированной последовательностью балансировки изделий, учётом неравномерности газодинамических сил в компрессорной решётке и геометрических отклонений профилей пера лопаток.
2. Методика создания параметрической модели оценки дисбаланса РК ГТД, учитывающая отклонения расположения профилей пера лопатки в параметрическом виде, действующие при работе нагрузки и позволяющая оценить возникающую неуравновешенную силу.

Улучшенный технологический процесс сборки РК первой ступени КНД позволил снизить вибрацию ротора КНД в плоскости передней опоры на 23%.

Настоящий Акт составлен для предоставления в диссертационный совет 24.2.379.10.

Начальник комплекса №1

С.В. Гордеев

Главный метролог

Д.М. Богданович

Рисунок Б.1 – Акт внедрения метода снижения дисбаланса РК ГТД с учётом влияния отклонений расположения профиля пера лопаток и методика создания параметрической модели оценки дисбаланса РК ГТД

## ПРИЛОЖЕНИЕ В

Результаты измерений партии лопаток с проведённым анализом отклонений

Начальные координаты точек, по которым проводился контроль деформации, приведены в таблице В.1.

Таблица В.1 – Начальные координаты точек лопатки

№ точки	Координаты точек, мм		
	X	Y	Z
1	-61,774	-44,561	345,000
2	69,899	26,310	345,000
3	-59,272	-48,938	385,000
4	66,750	37,752	385,000
5	-57,106	-52,362	425,000
6	63,371	46,040	425,000
7	-55,365	-55,732	465,000
8	60,456	52,544	465,000
9	-54,149	-59,264	505,000
10	58,245	58,408	505,000
11	-53,175	-63,090	545,000
12	56,485	64,120	545,000
13	-51,733	-68,178	590,000
14	54,653	71,340	590,000
15	-49,883	-71,691	620,000
16	52,966	76,738	620,000
17	-47,338	-75,354	655,000
18	51,144	82,979	655,000
19	-45,082	-78,020	685,000
20	49,987	87,898	685,000
21	-43,311	-80,184	711,634
22	49,853	88,615	689,736
23	-12,864	74,812	573,395
24	13,413	-74,814	571,510
25	-69,947	11,912	253,825
26	75,600	54,649	303,621

Процесс измерения лопаток и схема закрепления приведены на рисунке В.1.



Рисунок В.1 – Процесс измерения лопаток и схема закрепления

Результаты измерений партии лопаток по сечениям '1-2', '11-12' и '19-20' приведены в таблице В.2, В.3 и В.4 соответственно. Допуск на  $\Delta_{OZ}$  для сечения '1-2' и  $\Delta_X$  для исследуемых сечений не задан, так как согласно техническому условию на компрессор изделия при измерениях они не контролируются.

Таблица В.2 – Результаты измерений партии лопаток по сечению '1-2'

№ лопатки	Сечение № '1-2'					
	$\Delta_{OZ}$	допуск на $\Delta_{OZ}$ , мм	$\Delta_X$ , мм	допуск на $\Delta_X$ , мм	$\Delta_Y$ , мм	допуск на $\Delta_Y$ , мм
1	-8'28"	не задан	0,252	не задан	0,784	±0,420
2	0'52"		0,063		0,212	
3	-9'51"		0,141		0,385	
4	-1'18"		0,042		0,125	
5	-1'49"		0,086		0,234	
6	-10'52"		0,158		0,434	
7	-1'50"		0,045		0,133	
8	-9'07"		0,081		0,183	
9	-6'17"		0,109		0,314	
10	-7'06"		0,119		0,337	
11	-9'41"		0,117		0,308	
12	1'45"		0,026		0,083	
13	-3'46"		0,037		0,093	
14	-3'21"		0,081		0,324	
15	-2'02"		0,061		0,189	
16	1'33"		0,064		0,299	
17	-2'51"		0,036		0,152	
18	-8'25"		0,024		0,004	
19	-10'08"		0,109		0,274	
20	-13'38"		0,079		0,392	
21	-1'11"		0,009		0,052	
22	1'32"		0,057		0,194	
23	-1'32"		0,019		0,218	
24	-5'22"		0,044		0,142	
25	-6'47"		0,149		0,446	
26	-9'14"		0,056		0,011	
27	-8'51"		0,156		0,447	
Наиболее вероятностное отклонение	-4'18"		0,230		0,251	

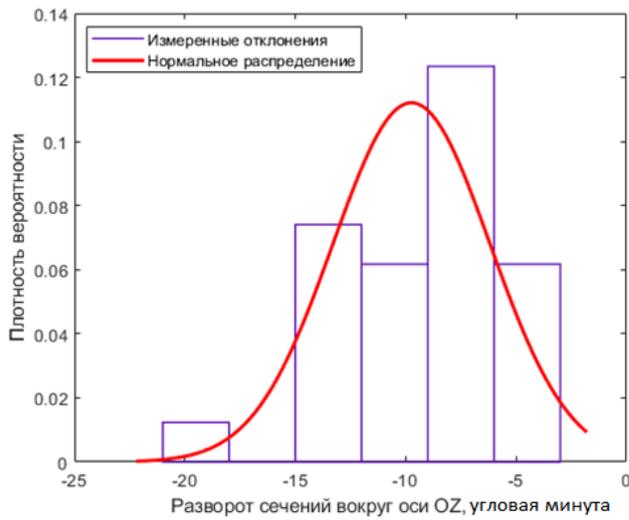
Таблица В.3 – Результаты измерений партии лопаток по сечению '11-12'

№ лопатки	Сечение № '11-12'					
	$\Delta_{OZ}$	допуск на $\Delta_{OZ}$ , мм	$\Delta_X$ , мм	допуск на $\Delta_X$ , мм	$\Delta_Y$ , мм	допуск на $\Delta_Y$ , мм
1	-18'48"	±20'	1,147	не задан	1,564	±1,000
2	-7'26"		0,175		0,222	
3	-15'42"		0,589		0,808	
4	-15'08"		0,584		0,801	
5	-9'45"		0,397		0,54	
6	-13'45"		0,914		1,235	
7	-10'52"		0,631		0,853	
8	-8'44"		0,009		0,022	
9	-8'57"		0,604		0,813	
10	-13'06"		0,479		0,659	
11	-10'38"		0,524		0,712	
12	-7'01"		0,065		0,096	
13	-3'54"		0,266		0,354	
14	-13'20"		0,164		0,198	
15	-5'26"		0,354		0,474	
16	-6'14"		0,178		0,123	
17	-11'10"		0,205		0,292	
18	-9'25"		0,202		0,281	
19	-6'56"		0,533		0,717	
20	-5'41"		0,052		0,062	
21	-7'52"		0,003		0,006	
22	-8'29"		0,163		0,203	
23	-4'36"		0,155		0,098	
24	-7'31"		0,011		0,046	
25	-12'15"		0,836		1,131	
26	-8'27"		0,252		0,202	
27	-12'42"		0,721		0,975	
Наиболее вероятностное отклонение	-9'44"		0,378		0,509	

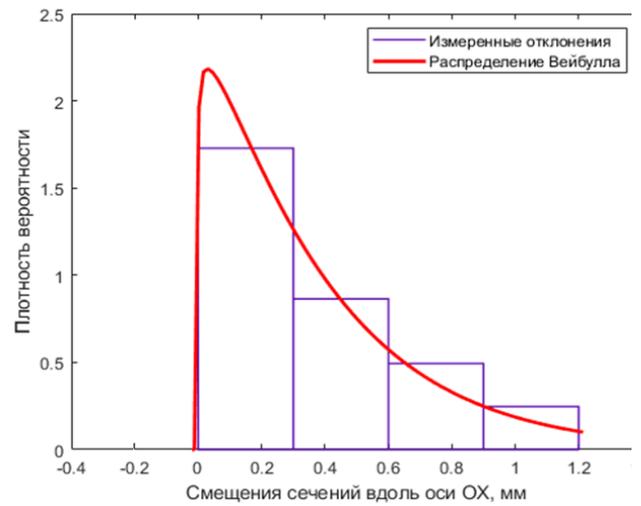
Таблица В.4 – Результаты измерений партии лопаток по сечению '19-20'

№ лопатки	Сечение № '19-20'					
	$\Delta_{OZ}$	допуск на $\Delta_{OZ}$ , мм	$\Delta_X$ , мм	допуск на $\Delta_X$ , мм	$\Delta_Y$ , мм	допуск на $\Delta_Y$ , мм
1	-31'28"	±20'	1,288	не задан	1,231	±1,500
2	-10'55"		0,168		0,169	
3	-28'07"		0,855		0,824	
4	-29'27"		0,949		0,913	
5	-10'00"		0,956		0,872	
6	-26'02"		1,174		1,238	
7	-19'33"		1,036		0,967	
8	-10'25"		0,221		0,183	
9	-13'56"		1,467		1,341	
10	-21'30"		0,656		0,631	
11	-17'41"		0,682		0,647	
12	-7'06"		0,266		0,249	
13	-5'03"		1,036		0,935	
14	-25'03"		0,322		0,249	
15	-10'12"		0,905		0,828	
16	-1'43"		0,154		0,679	
17	-11'57"		0,627		0,585	
18	-9'21"		0,842		0,771	
19	-10'39"		1,127		1,031	
20	-11'25"		0,190		0,189	
21	-14'10"		0,327		0,321	
22	-10'53"		0,169		0,171	
23	-12'42"		0,967		0,204	
24	-9'10"		0,203		0,195	
25	-22'12"		1,073		1,032	
26	-8'55"		0,844		0,644	
27	-24'06"		1,019		0,964	
Наиболее вероятностное отклонение	-13'40"		0,723		0,669	

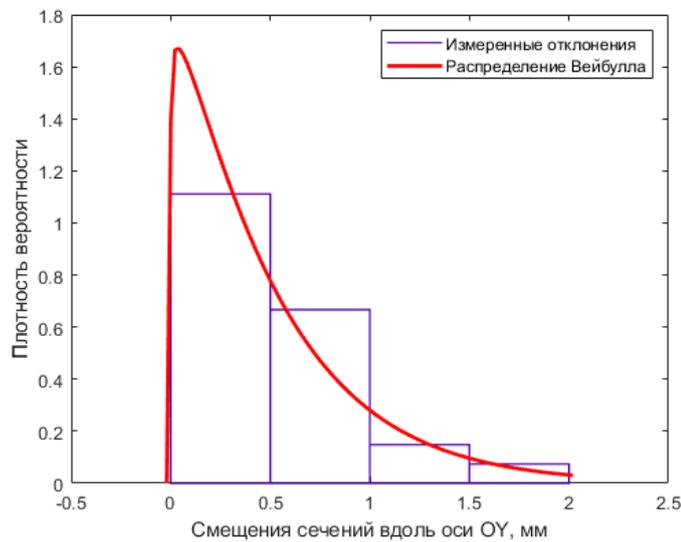
На рисунке В.2 для сечения '11-12' построены распределения вероятности отклонений а)  $\Delta_{OZ}$ ; б)  $\Delta_X$ ; в)  $\Delta_Y$ .



а



б



в

Рисунок В.2 – Распределение вероятности отклонений:

а)  $\Delta_{OZ}$ ; б)  $\Delta_X$ ; в)  $\Delta_Y$

По результатам измерений сечения '11-12' лопаток отклонения  $\Delta_{OZ}$  описывается нормальным распределением вероятности. Для отклонений  $\Delta_{OZ}$  среднее значение нормального распределения равно  $-9,74^\circ$ , стандартное отклонение нормального распределения 3,55. Измеренные отклонения  $\Delta_X$  и  $\Delta_Y$  сечения '11-12' лопаток описываются распределением вероятности Вейбулла.

Коэффициент масштаба для  $\Delta_x$  и  $\Delta_y$  равен 0,386 и 0,509 соответственно.

Коэффициент формы  $k_\epsilon$  для  $\Delta_x$  и  $\Delta_y$  равен 1,06 и 1,05 соответственно.

Функция распределения Вейбулла имеет следующий вид:

$$F(x, k_\epsilon, \lambda_\epsilon) = 1 - e^{-(x/\lambda_\epsilon)^{k_\epsilon}}, \quad (\text{B.1})$$

где  $x$  – случайная величина;

$\lambda_\epsilon$  – коэффициент масштаба;

$k_\epsilon$  – коэффициент формы.

Функция нормального распределения отклонения угла разворота сечения вокруг оси Oz имеет вид:

$$F(\Delta_{Oz}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-(1/2)\Delta_{Oz}^2} \quad (\text{B.2})$$

Функция распределения величины смещения сечения вдоль оси OX имеет вид:

$$F(\Delta_{Ox}) = 1 - e^{-(\Delta_{Ox}/0,386)^{1,06}} \quad (\text{B.3})$$

Функция распределения величины смещения сечения вдоль оси OY имеет вид:

$$F(\Delta_{Oy}) = 1 - e^{-(\Delta_{Oy}/0,509)^{1,05}} \quad (\text{B.4})$$

Для выражений B.2, B.3 и B.4 была проведена оценка точности распределения вероятности, которая показала величину детерминации в 0,793, 0,884 и 0,894 соответственно. Анализ выражений B.2, B.3 и B.4 согласно тесту Фишера, который показал величину 0,986, 0,996 и 0,997 соответственно.

## ПРИЛОЖЕНИЕ Г

## Исследование деформации лопатки при разных его режимах работы

Результаты деформации лопатки при разных его режимах работы приведены в таблице Г.1.

Таблица Г.1 – Результаты КЭ расчётов деформации лопатки при разных режимах работы ГТД

№ т.	Суммарная величина деформации контролируемых точек лопатки для режимов, мм				Абсолютное отклонение Макс-МГ, мм	Относительное отклонение $\frac{\text{Макс-МГ}}{\text{Макс}} 100, \%$
	МГ	Ном 0,85	Ном	Макс		
1	0,086	0,533	0,553	0,540	0,454	84,1
2	0,041	0,492	0,534	0,552	0,511	92,6
3	0,107	0,662	0,673	0,634	0,527	83,0
4	0,055	0,817	0,902	0,940	0,885	94,1
5	0,264	0,592	0,601	0,570	0,306	53,6
6	0,114	0,910	1,021	1,083	0,968	89,4
7	0,592	0,541	0,597	0,654	0,062	9,5
8	0,250	0,863	0,978	1,054	0,804	76,2
9	1,082	1,038	1,149	1,248	0,166	13,2
10	0,463	0,691	0,769	0,830	0,367	44,2
11	1,590	1,565	1,653	1,722	0,132	7,6
12	0,743	0,683	0,690	0,679	-0,063	-9,3
13	1,638	0,996	1,002	1,019	-0,619	-60,7
14	0,776	0,759	0,767	0,768	-0,008	-1,0
15	1,562	0,835	0,923	0,966	-0,597	-61,7
16	0,708	0,722	0,737	0,759	0,052	6,7
17	1,496	1,199	1,390	1,477	-0,018	-1,2
18	0,671	0,726	0,749	0,810	0,140	17,2
19	1,448	1,698	1,955	2,079	0,632	30,3
20	0,688	0,798	0,855	1,013	0,325	32,0
21	1,408	2,191	2,482	2,644	1,236	46,7
22	0,694	0,820	0,885	1,063	0,368	34,6
23	0,709	0,990	0,997	0,956	0,247	25,8
24	1,419	2,549	2,817	2,964	1,546	52,1
25	0,049	0,224	0,261	0,294	0,245	83,2
26	0,042	0,402	0,425	0,419	0,377	89,9

В таблице Г.2 представлены величина деформация точек при разных режимах работы вдоль декартовых систем координат.

Таблица Г.2 – Величина деформация точек лопатки в проекциях при разных режимах работы

№ т.	Величина деформация точек, для режима, вдоль оси, мм											
	МГ			Ном 0,85			Ном			Макс		
	Ox	Oy	Oz	Ox	Oy	Oz	Ox	Oy	Oz	Ox	Oy	Oz
1	0,030	0,035	0,073	-0,150	0,317	0,401	-0,121	0,321	0,433	-0,078	0,295	0,446
2	0,032	0,001	0,026	0,194	-0,368	0,262	0,237	-0,401	0,262	0,272	-0,411	0,248
3	0,076	-0,006	0,075	-0,258	0,407	0,454	-0,226	0,408	0,486	-0,162	0,362	0,496
4	0,032	0,021	0,040	0,367	-0,617	0,390	0,430	-0,682	0,404	0,476	-0,707	0,396
5	0,215	-0,135	0,072	-0,174	0,285	0,490	-0,129	0,269	0,521	-0,047	0,205	0,529
6	-0,012	0,103	0,049	0,460	-0,625	0,476	0,538	-0,708	0,500	0,598	-0,752	0,499
7	0,469	-0,355	0,065	0,140	-0,045	0,521	0,206	-0,085	0,554	0,297	-0,157	0,562
8	-0,108	0,218	0,058	0,434	-0,502	0,553	0,517	-0,588	0,585	0,588	-0,646	0,589
9	0,855	-0,661	0,055	0,698	-0,538	0,549	0,786	-0,600	0,584	0,870	-0,668	0,594
10	-0,274	0,367	0,066	0,219	-0,231	0,613	0,286	-0,299	0,648	0,360	-0,360	0,655
11	1,271	-0,953	0,050	1,144	-0,881	0,603	1,207	-0,926	0,648	1,259	-0,969	0,665
12	-0,509	0,537	0,060	-0,214	0,191	0,620	-0,175	0,150	0,651	-0,117	0,107	0,660
13	1,335	-0,946	0,074	0,523	-0,399	0,748	0,468	-0,356	0,812	0,460	-0,350	0,839
14	-0,584	0,506	0,070	-0,311	0,251	0,644	-0,285	0,227	0,676	-0,270	0,224	0,683
15	1,295	-0,869	0,086	-0,041	0,019	0,834	-0,146	0,105	0,905	-0,181	0,137	0,939
16	-0,567	0,415	0,088	-0,204	0,154	0,675	-0,178	0,138	0,702	-0,220	0,182	0,704
17	1,263	-0,795	0,095	-0,636	0,434	0,919	-0,789	0,560	0,998	-0,849	0,619	1,038
18	-0,571	0,337	0,101	-0,184	0,162	0,683	-0,182	0,178	0,705	-0,306	0,282	0,696
19	1,240	-0,740	0,102	-1,143	0,770	0,991	-1,340	0,931	1,076	-1,425	1,017	1,122
20	-0,608	0,306	0,105	-0,327	0,294	0,666	-0,374	0,353	0,683	-0,574	0,508	0,663
21	1,221	-0,693	0,108	-1,595	1,073	1,052	-1,812	1,256	1,140	-1,923	1,369	1,192
22	-0,616	0,303	0,105	-0,362	0,321	0,662	-0,418	0,387	0,678	-0,629	0,549	0,657
23	-0,562	-0,349	0,254	-0,276	-0,209	0,928	-0,215	-0,225	0,947	-0,188	-0,247	0,905
24	1,375	-0,117	0,327	0,847	-0,176	2,398	0,845	-0,194	2,680	0,869	-0,217	2,826
25	0,031	-0,003	0,038	0,095	-0,005	0,203	0,119	-0,006	0,232	0,133	-0,006	0,262
26	-0,002	-0,018	0,038	-0,005	-0,004	0,402	0,004	-0,011	0,425	0,020	-0,020	0,418

По результатам таблицы Г.1 построены зависимости изменения суммарной деформации пера лопатки от контролируемых точек для входных и выходных кромок, которые приведены на рисунке Г.1 и Г.2 соответственно.

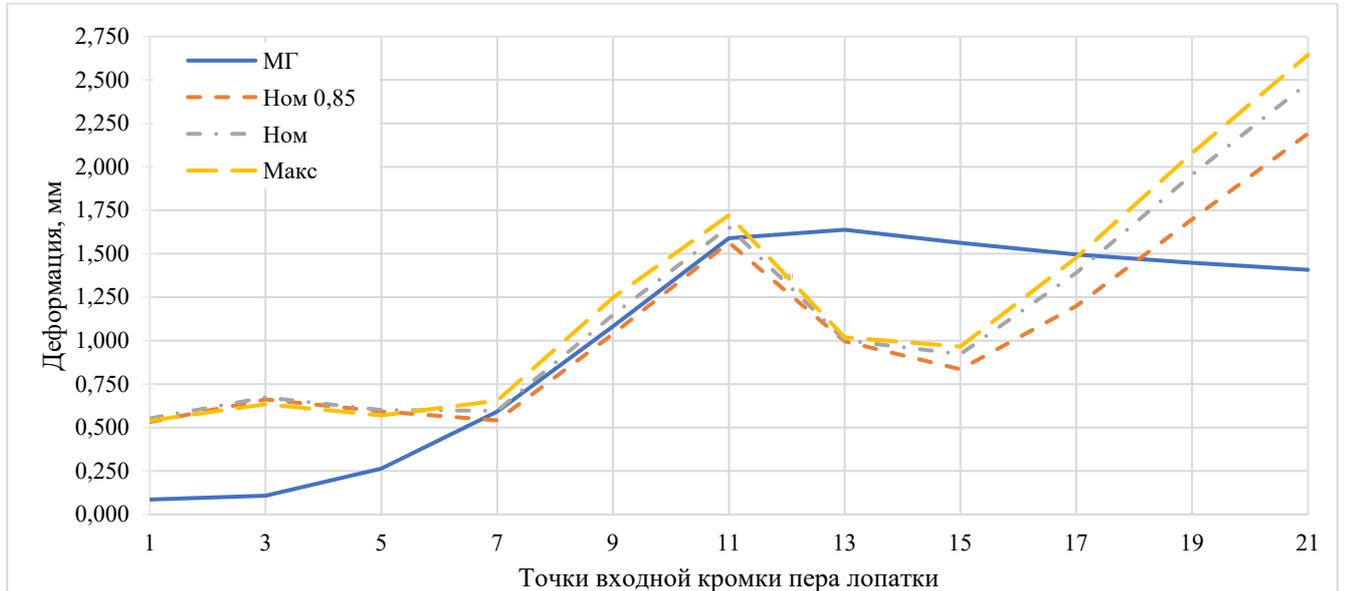


Рисунок Г.1 – Зависимость изменения суммарной деформации лопатки от контролируемых точек входной кромки

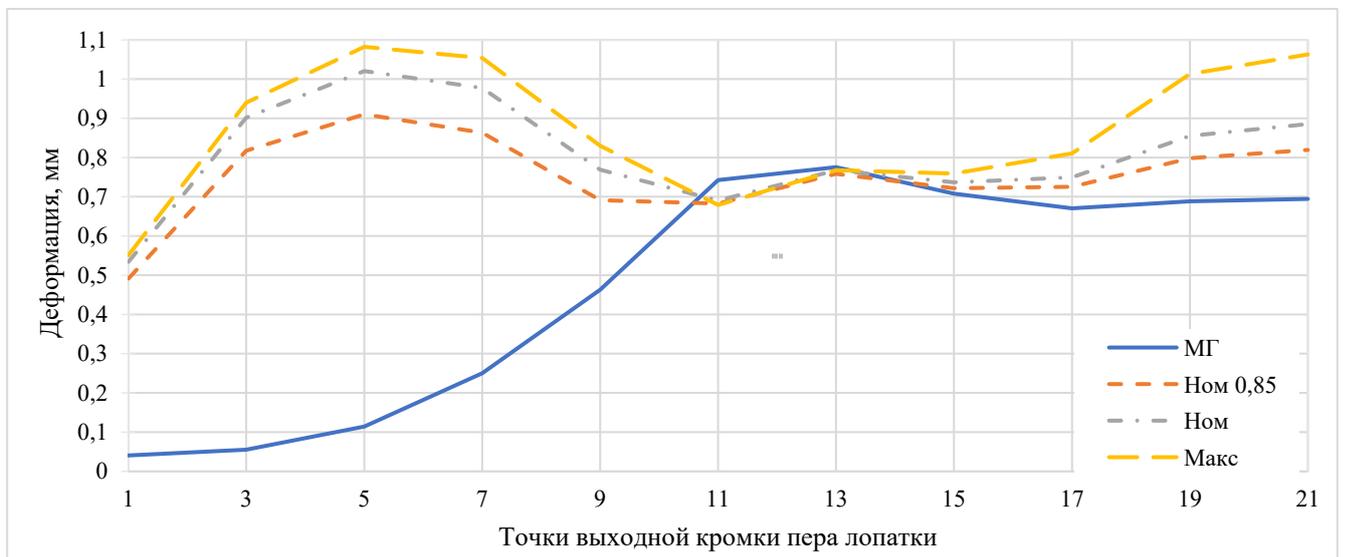


Рисунок Г.2 – Зависимость изменения суммарной деформации лопатки для контролируемых точек выходной кромки

## ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Исследование деформации лопатки при разных её натягах по антивибрационным полкам

Результаты КЭ моделирования деформации лопатки при разных её натягах по антивибрационным полкам приведены в таблице Д.1.

Таблица Д.1– Результаты КЭ моделирования деформации лопатки при разных её натягах по антивибрационным полкам

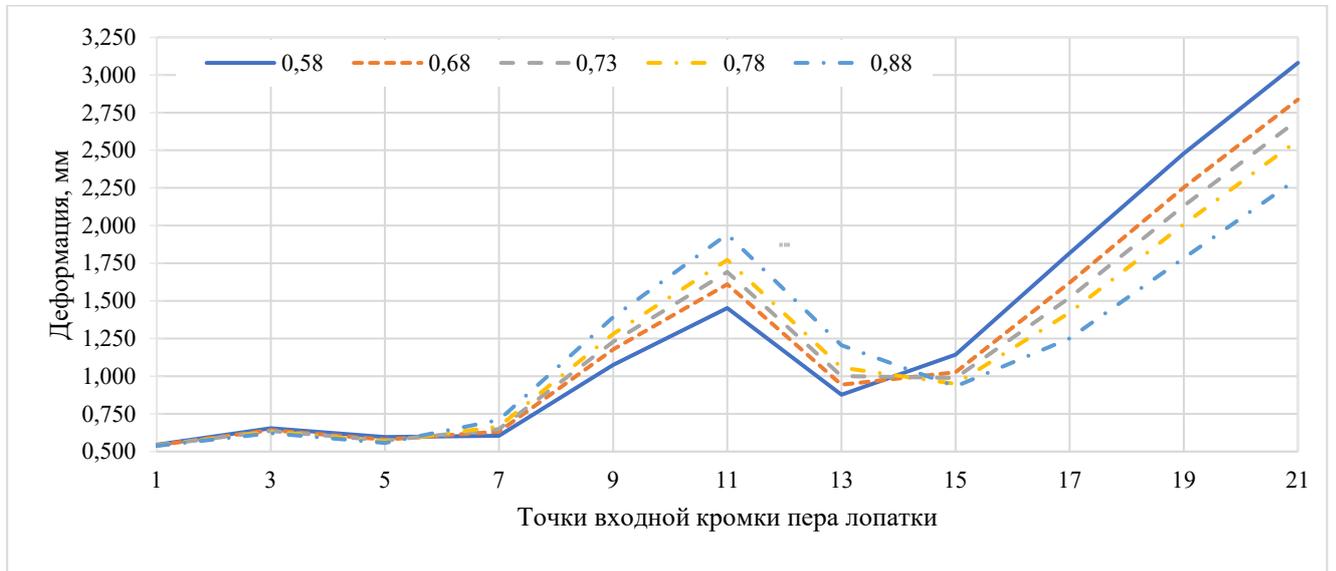
№ точк.	Суммарная величина деформации контролируемых точек лопатки для натягов по антивибрационным полкам, мм					Абсолютное отклонение $h_{0,88} - h_{0,58}$ , мм	Относительное отклонение $\frac{h_{0,88} - h_{0,58}}{h_{0,88}} 100, \%$
	$h_{0,58}$	$h_{0,68}$	$h_{0,73}$	$h_{0,78}$	$h_{0,88}$		
1	0,545	0,542	0,540	0,540	0,538	-0,007	-1,3
2	0,567	0,558	0,552	0,549	0,540	-0,027	-5,1
3	0,654	0,641	0,634	0,631	0,622	-0,032	-5,2
4	0,975	0,955	0,940	0,934	0,913	-0,061	-6,7
5	0,596	0,579	0,570	0,566	0,556	-0,039	-7,1
6	1,141	1,107	1,083	1,072	1,039	-0,102	-9,8
7	0,604	0,632	0,654	0,666	0,709	0,105	14,8
8	1,137	1,090	1,054	1,039	0,995	-0,143	-14,4
9	1,075	1,178	1,248	1,280	1,392	0,317	22,7
10	0,924	0,869	0,830	0,815	0,771	-0,152	-19,8
11	1,453	1,611	1,722	1,772	1,942	0,490	25,2
12	0,670	0,669	0,679	0,685	0,712	0,042	6,0
13	0,876	0,944	1,019	1,057	1,205	0,329	27,3
14	0,709	0,738	0,768	0,782	0,834	0,125	15,0
15	1,142	1,027	0,966	0,949	0,932	-0,211	-22,6
16	0,716	0,737	0,759	0,770	0,812	0,096	11,9
17	1,817	1,621	1,477	1,421	1,251	-0,566	-45,2
18	0,742	0,781	0,810	0,824	0,871	0,129	14,8
19	2,479	2,253	2,079	2,009	1,784	-0,695	-39,0
20	0,911	0,976	1,013	1,030	1,088	0,177	16,3
21	3,081	2,837	2,644	2,566	2,313	-0,768	-33,2
22	0,957	1,025	1,063	1,080	1,138	0,181	15,9
23	0,930	0,961	0,995	1,009	1,054	0,124	11,7
24	2,959	2,972	2,976	2,982	3,012	0,052	1,7
25	0,282	0,283	0,283	0,284	0,285	0,003	1,0
26	0,426	0,422	0,419	0,418	0,413	-0,012	-3,0

В таблице Д.2 представлены величины деформаций точек в проекциях при разных величинах натягов по антивибрационным полкам лопаток.

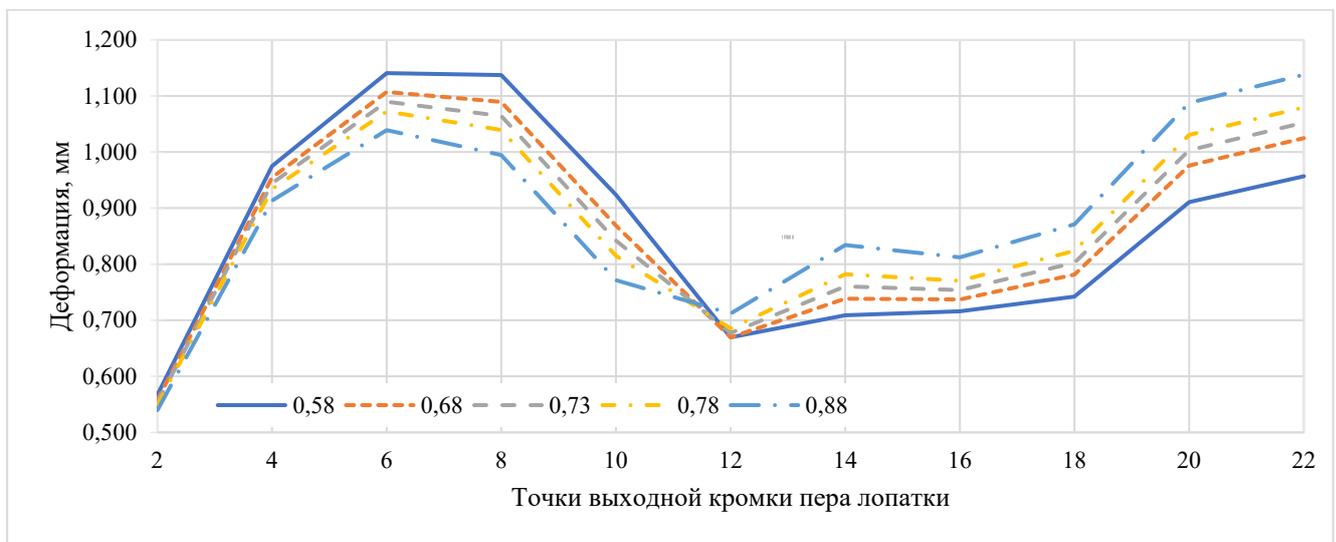
Таблица Д.2 – Величины деформаций точек в проекциях при разных величинах натягов по антивибрационным полкам лопаток

№ Т.	Величина деформации точек, для натяга по антивибрационным полкам, вдоль оси, мм														
	$h_{0,58}$			$h_{0,68}$			$h_{0,73}$			$h_{0,78}$			$h_{0,88}$		
	Ox	Oy	Oz	Ox	Oy	Oz	Ox	Oy	Oz	Ox	Oy	Oz	Ox	Oy	Oz
1	-0,090	0,302	0,445	-0,082	0,297	0,445	-0,078	0,295	0,446	-0,076	0,294	0,446	-0,068	0,290	0,448
2	0,274	-0,429	0,250	0,273	-0,418	0,249	0,272	-0,411	0,248	0,271	-0,408	0,248	0,271	-0,396	0,246
3	-0,190	0,382	0,495	-0,172	0,369	0,495	-0,162	0,362	0,496	-0,157	0,358	0,496	-0,139	0,347	0,497
4	0,488	-0,743	0,400	0,482	-0,722	0,397	0,476	-0,707	0,396	0,475	-0,701	0,395	0,469	-0,678	0,392
5	-0,103	0,249	0,531	-0,069	0,222	0,530	-0,047	0,205	0,529	-0,037	0,198	0,529	-0,002	0,172	0,529
6	0,626	-0,809	0,504	0,610	-0,776	0,501	0,598	-0,752	0,499	0,594	-0,741	0,498	0,580	-0,707	0,493
7	0,197	-0,079	0,565	0,258	-0,127	0,563	0,297	-0,157	0,562	0,315	-0,171	0,561	0,377	-0,219	0,559
8	0,639	-0,728	0,596	0,610	-0,681	0,592	0,588	-0,646	0,589	0,580	-0,632	0,588	0,554	-0,585	0,583
9	0,708	-0,542	0,601	0,805	-0,618	0,597	0,870	-0,668	0,594	0,900	-0,690	0,593	1,001	-0,767	0,589
10	0,442	-0,467	0,663	0,395	-0,406	0,659	0,360	-0,360	0,655	0,346	-0,342	0,654	0,305	-0,283	0,649
11	1,016	-0,789	0,675	1,159	-0,896	0,669	1,259	-0,969	0,665	1,303	-1,001	0,663	1,452	-1,111	0,657
12	0,005	-0,024	0,669	-0,066	0,052	0,664	-0,117	0,107	0,660	-0,137	0,130	0,659	-0,199	0,200	0,654
13	0,152	-0,134	0,853	0,330	-0,259	0,845	0,460	-0,350	0,839	0,516	-0,389	0,837	0,704	-0,519	0,829
14	-0,123	0,094	0,692	-0,211	0,171	0,686	-0,270	0,224	0,683	-0,294	0,246	0,682	-0,371	0,317	0,677
15	-0,516	0,360	0,954	-0,325	0,232	0,946	-0,181	0,137	0,939	-0,120	0,096	0,936	0,082	-0,038	0,927
16	-0,075	0,072	0,708	-0,164	0,139	0,705	-0,220	0,182	0,704	-0,244	0,200	0,703	-0,320	0,259	0,700
17	-1,211	0,848	1,056	-1,006	0,719	1,047	-0,849	0,619	1,038	-0,784	0,577	1,035	-0,566	0,440	1,025
18	-0,168	0,199	0,695	-0,255	0,252	0,694	-0,306	0,282	0,696	-0,328	0,295	0,696	-0,400	0,338	0,696
19	-1,810	1,251	1,142	-1,594	1,121	1,132	-1,425	1,017	1,122	-1,355	0,974	1,119	-1,124	0,833	1,107
20	-0,443	0,446	0,659	-0,527	0,489	0,660	-0,574	0,508	0,663	-0,594	0,517	0,664	-0,662	0,548	0,667
21	-2,329	1,610	1,214	-2,102	1,477	1,203	-1,923	1,369	1,192	-1,849	1,325	1,188	-1,605	1,180	1,176
22	-0,500	0,491	0,652	-0,584	0,532	0,653	-0,629	0,549	0,657	-0,650	0,558	0,658	-0,717	0,587	0,661
23	-0,118	-0,187	0,903	-0,211	-0,234	0,908	-0,274	-0,268	0,918	-0,300	-0,283	0,921	-0,383	-0,336	0,922
24	0,643	-0,023	2,889	0,824	-0,024	2,855	0,954	-0,023	2,818	1,010	-0,022	2,806	1,199	-0,017	2,763
25	0,132	-0,006	0,249	0,133	-0,006	0,250	0,133	-0,006	0,250	0,133	-0,006	0,250	0,134	-0,006	0,251
26	0,020	-0,026	0,425	0,020	-0,022	0,421	0,020	-0,020	0,418	0,020	-0,019	0,417	0,021	-0,015	0,413

По результатам таблицы Д.1 построены зависимости изменения суммарной деформации пера лопатки от контролируемых точек для исследуемых величин натягов по антивибрационным полкам, которые приведены на рисунке Д.1.



а



б

Рисунок Д.1 – Зависимость изменения суммарной деформации лопатки от контролируемых точек величин натягов по антивибрационным полкам:

а) входной кромки; б) выходной кромки

## ПРИЛОЖЕНИЕ Е

## Исследование влияния нагрузок на деформации лопатки

В таблице Е.1 представлены величины деформаций точек пера лопатки в проекциях при отдельном и совместном влиянии нагрузок.

Таблица Е.1 – Величины деформаций точек в проекциях при отдельном и совместном влиянии нагрузок

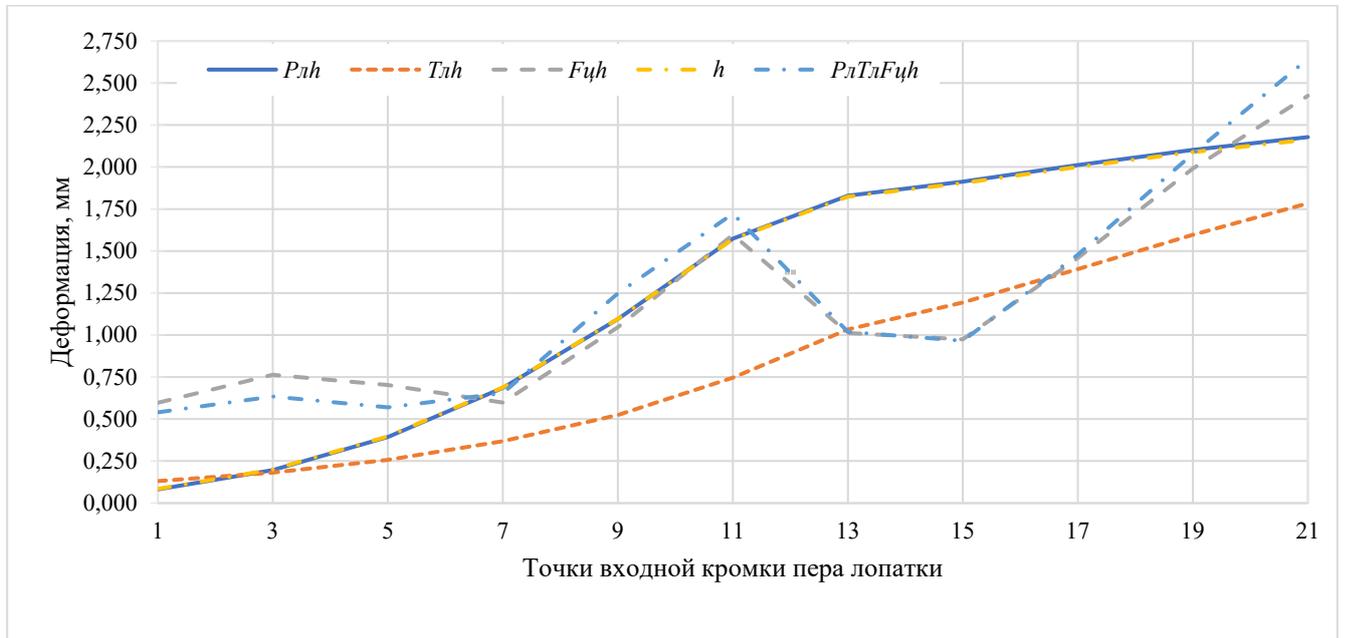
№ т.	Величина деформации точек при отдельном и совместном влиянии нагрузок вдоль оси, мм											
	$P_h$			$T_h$			$F_u h$			$h$		
	Ox	Oy	Oz	Ox	Oy	Oz	Ox	Oy	Oz	Ox	Oy	Oz
1	0,060	-0,056	0,000	0,091	0,071	0,063	-0,194	0,352	0,442	0,062	-0,058	-0,001
2	-0,025	0,088	0,000	0,080	0,100	-0,071	0,198	-0,461	0,310	-0,023	0,086	0,000
3	0,144	-0,134	-0,007	0,095	0,137	0,070	-0,329	0,466	0,507	0,146	-0,137	-0,007
4	-0,073	0,172	-0,008	0,058	0,204	-0,090	0,407	-0,773	0,455	-0,071	0,170	-0,008
5	0,291	-0,263	-0,015	0,078	0,232	0,079	-0,256	0,349	0,553	0,293	-0,267	-0,016
6	-0,163	0,285	-0,015	0,003	0,335	-0,108	0,533	-0,804	0,548	-0,161	0,281	-0,014
7	0,518	-0,448	-0,026	0,038	0,355	0,091	0,066	0,008	0,594	0,520	-0,450	-0,027
8	-0,304	0,423	-0,021	-0,089	0,505	-0,131	0,530	-0,684	0,631	-0,301	0,419	-0,020
9	0,846	-0,694	-0,041	-0,037	0,512	0,106	0,659	-0,514	0,630	0,846	-0,695	-0,041
10	-0,503	0,583	-0,027	-0,221	0,713	-0,159	0,320	-0,398	0,694	-0,501	0,580	-0,026
11	1,244	-0,962	-0,056	-0,171	0,715	0,130	1,139	-0,877	0,694	1,242	-0,961	-0,055
12	-0,749	0,742	-0,039	-0,349	0,914	-0,184	-0,155	0,081	0,690	-0,749	0,741	-0,039
13	1,483	-1,071	-0,059	-0,337	0,962	0,172	0,439	-0,329	0,852	1,477	-1,068	-0,058
14	-0,858	0,713	-0,035	-0,528	1,158	-0,199	-0,239	0,155	0,693	-0,861	0,715	-0,035
15	1,579	-1,079	-0,064	-0,404	1,106	0,196	-0,191	0,141	0,945	1,571	-1,074	-0,063
16	-0,866	0,618	-0,018	-0,702	1,350	-0,230	-0,078	0,043	0,719	-0,871	0,622	-0,018
17	1,691	-1,087	-0,073	-0,491	1,283	0,227	-0,839	0,595	1,035	1,682	-1,080	-0,072
18	-0,870	0,508	0,002	-0,924	1,579	-0,266	-0,010	0,054	0,718	-0,877	0,514	0,001
19	1,790	-1,100	-0,082	-0,600	1,457	0,257	-1,361	0,946	1,104	1,779	-1,092	-0,080
20	-0,873	0,427	0,015	-1,148	1,790	-0,297	-0,114	0,191	0,695	-0,882	0,434	0,014
21	1,870	-1,115	-0,089	-0,710	1,612	0,285	-1,754	1,214	1,152	1,857	-1,106	-0,087
22	-0,873	0,417	0,017	-1,178	1,816	-0,301	-0,138	0,215	0,691	-0,882	0,424	0,015
23	-0,932	0,389	0,086	-0,762	0,564	0,096	-0,295	0,210	1,075	-0,934	0,388	0,100
24	1,553	-0,042	-0,161	1,885	0,103	-0,222	0,882	-0,055	2,696	0,000	0,002	0,003
25	-0,001	0,002	0,016	0,047	0,001	0,046	0,093	0,007	0,211	-0,009	-0,029	-0,026
26	-0,012	-0,030	-0,022	0,039	-0,032	-0,098	-0,016	0,019	0,475	1,548	-0,043	-0,169

Полученные результаты КЭ моделирования деформации лопатки при отдельном влиянии эксплуатационных факторов изделия приведены в таблице Е.2.

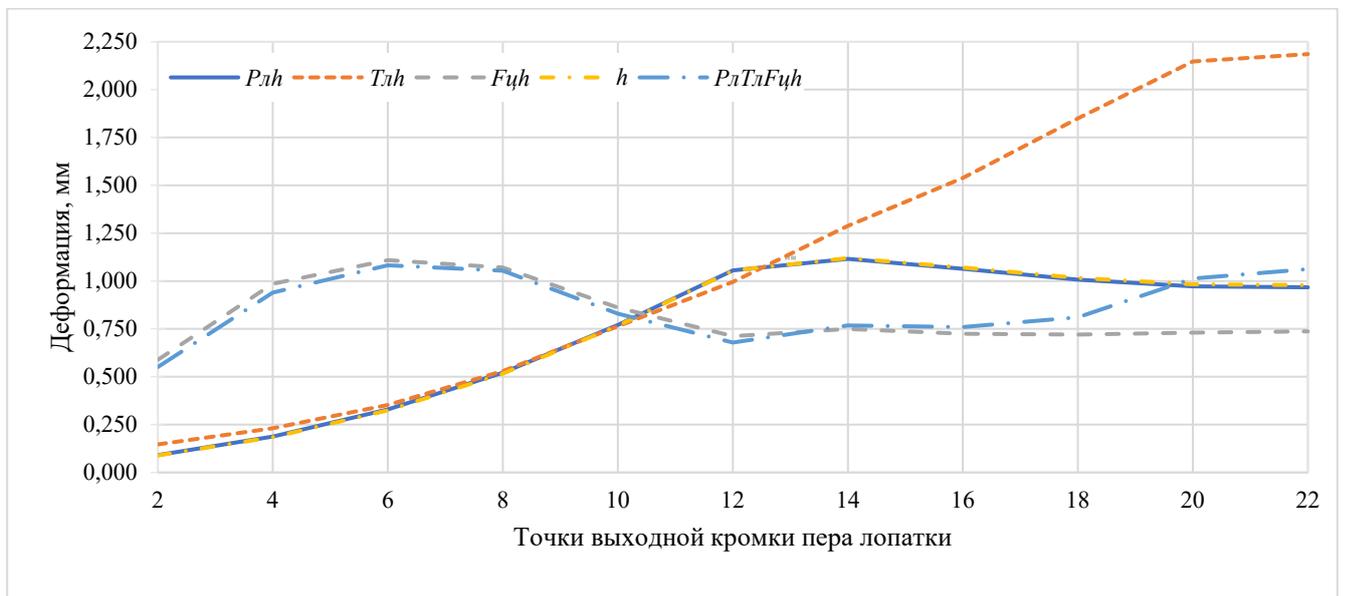
Таблица Е.2 – Результаты КЭ моделирования деформации лопатки при отдельном и совместном влиянии нагрузок

№ точк.	Суммарная величина деформации контролируемых точек лопатки для экспериментов, мм					Абсолют. откл. $P_l h - h$ , мм	Относит. откл. $\frac{P_l h - h}{P_l h} 100$ , %	Абсолют. откл. $T_l h - h$ , мм	Относит. откл. $\frac{T_l h - h}{T_l h} 100$ , %	Абсолют. откл. $F_u h - h$ , мм	Относит. откл. $\frac{F_u h - h}{F_u h} 100$ , %	Абсолют. откл. $T_l P_l F_u h - F_u h$ , мм	Относит. откл. $\frac{T_l P_l F_u h - F_u h}{T_l P_l F_u h} 100$ , %
	$P_l h$	$T_l h$	$F_u h$	$h$	$T_l P_l F_u h$								
1	0,082	0,132	0,597	0,085	0,540	-0,003	-3,4	0,047	35,6	0,513	85,8	-0,057	-10,5
2	0,091	0,147	0,589	0,089	0,552	0,002	2,0	0,058	39,2	0,500	84,9	-0,038	-6,9
3	0,197	0,181	0,763	0,200	0,634	-0,004	-1,9	-0,019	-10,8	0,563	73,8	-0,129	-20,3
4	0,187	0,231	0,985	0,184	0,940	0,003	1,9	0,047	20,2	0,801	81,3	-0,045	-4,8
5	0,393	0,257	0,702	0,397	0,570	-0,004	-1,0	-0,140	-54,3	0,306	43,5	-0,132	-23,2
6	0,329	0,352	1,110	0,324	1,083	0,005	1,5	0,028	8,0	0,786	70,8	-0,027	-2,5
7	0,685	0,369	0,598	0,688	0,654	-0,003	-0,4	-0,320	-86,7	-0,090	-15,1	0,056	8,6
8	0,521	0,530	1,071	0,516	1,054	0,005	1,0	0,013	2,5	0,554	51,8	-0,017	-1,6
9	1,095	0,524	1,046	1,096	1,248	-0,001	-0,1	-0,572	-109,1	-0,050	-4,8	0,201	16,1
10	0,771	0,764	0,861	0,767	0,830	0,004	0,5	-0,003	-0,4	0,094	10,9	-0,031	-3,7
11	1,574	0,747	1,596	1,571	1,722	0,002	0,1	-0,825	-110,5	0,025	1,6	0,126	7,3
12	1,055	0,996	0,712	1,055	0,679	0,000	0,0	-0,059	-5,9	-0,342	-48,1	-0,033	-4,9
13	1,830	1,033	1,013	1,824	1,019	0,006	0,3	-0,790	-76,5	-0,811	-80,1	0,006	0,6
14	1,116	1,288	0,750	1,120	0,768	-0,004	-0,3	0,168	13,1	-0,370	-49,4	0,018	2,4
15	1,913	1,194	0,974	1,904	0,966	0,009	0,5	-0,711	-59,5	-0,930	-95,4	-0,009	-0,9
16	1,064	1,539	0,724	1,070	0,759	-0,006	-0,6	0,468	30,4	-0,346	-47,8	0,035	4,6
17	2,012	1,392	1,459	2,000	1,477	0,012	0,6	-0,608	-43,6	-0,541	-37,1	0,019	1,3
18	1,007	1,849	0,720	1,016	0,810	-0,009	-0,9	0,833	45,0	-0,296	-41,2	0,090	11,1
19	2,102	1,597	1,991	2,088	2,079	0,014	0,7	-0,492	-30,8	-0,097	-4,9	0,088	4,2
20	0,972	2,147	0,730	0,983	1,013	-0,011	-1,1	1,164	54,2	-0,253	-34,6	0,283	27,9
21	2,179	1,784	2,424	2,163	2,644	0,016	0,7	-0,379	-21,2	0,261	10,8	0,220	8,3
22	0,968	2,185	0,737	0,979	1,063	-0,011	-1,2	1,206	55,2	-0,242	-32,9	0,326	30,7

По результатам таблицы Е.2 построены зависимости изменения суммарной деформации пера лопатки от контролируемых точек для исследуемых нагрузок, которые приведены на рисунке Е.1.



а



б

Рисунок Е.1 – Зависимость изменения суммарной деформации лопатки от контролируемых точек для исследуемых нагрузок:

а) входной кромки; б) выходной кромки

Картины деформаций, масштабированные в 10 раз для отдельно рассматриваемых факторов приведены на рисунке Е.2.

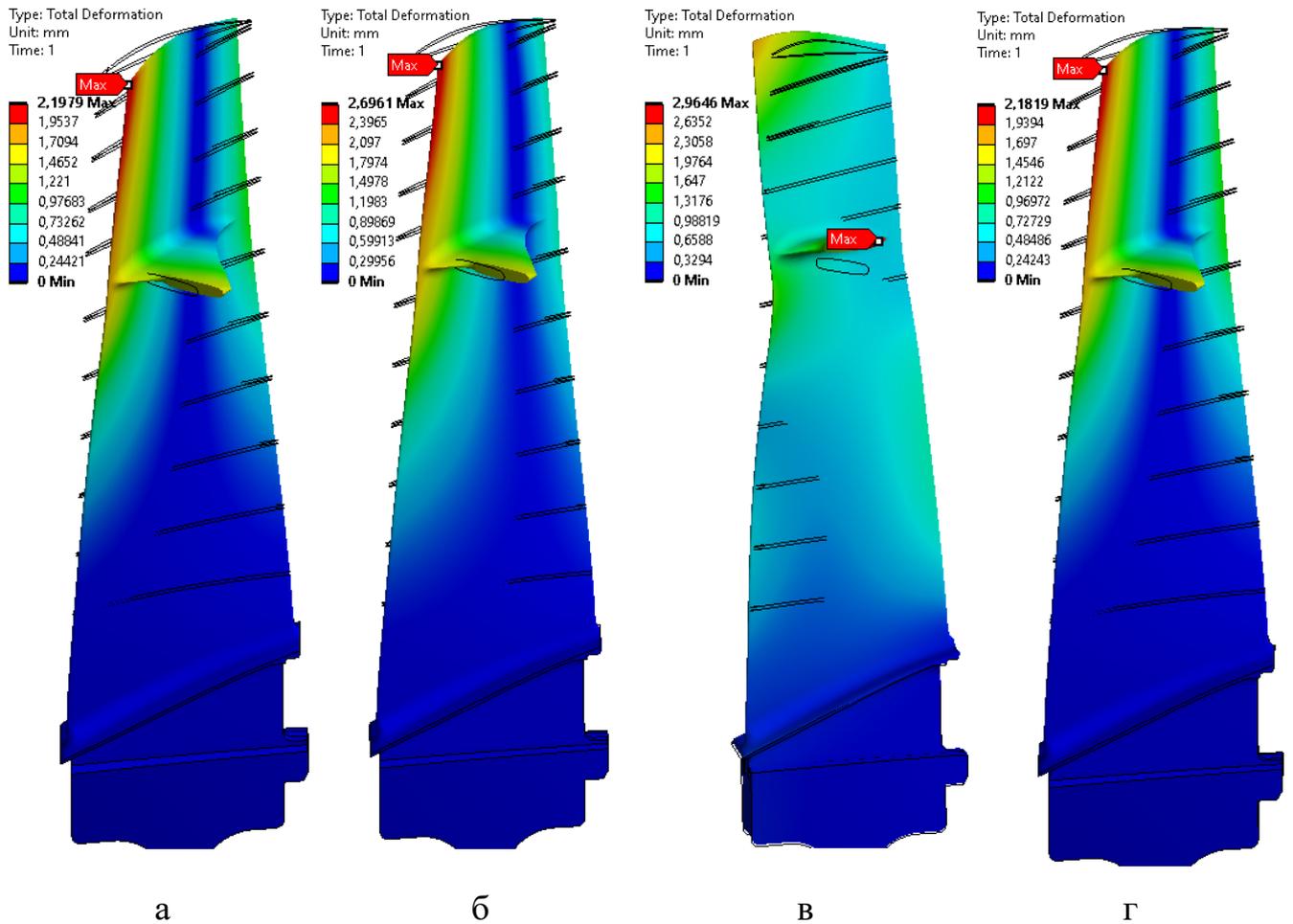


Рисунок Е.2– Картины деформации при воздействии факторов:

а)  $P_h$ ; б)  $T_h$ ; в)  $F_h$ ; г)  $h$

**ПРИЛОЖЕНИЕ Ж**  
**Технологическая инструкция**

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА»  
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

УТВЕРЖДЕНО

Директор института двигателей и

энергетических установок

Самарского университета

В.Г. Смелов

«26» 02 2024г.



**ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ИНСТРУКЦИЯ**

по определению параметров компенсации дисбаланса РК первой ступени КНД  
с учётом геометрических отклонений его лопаток

Самарский университет.ТИ.010

Действует с «26» 02 2024г.

СОГЛАСОВАНО

Заведующий кафедрой технологий

производства двигателей

А.И. Хаймович

«16» 02 2024г.

РАЗРАБОТАЛ

Инженер

Е.В. Кудашов

«6» 02 2024г.

2024

Инв.№ подл.	
Подпись и дата	
Взам. Инв. №	
Инв.№ дубл.	
Подпись и дата	

Перв. примен.	Содержание				
	1	Область применения.....			3
Справ. №	2	Нормативные ссылки.....			4
	3	Термины, определения, обозначения и сокращения.....			5
	4	Общие положения.....			6
	5	Оборудование, материалы и вспомогательные приспособления, необходимые для осуществления технологического процесса.....			8
	6	Использование ПК в технологическом процессе балансировки ротора КНД.....			9
	7	Последовательность выполнения расчёта дисбаланса РК первой ступени КНД и параметров его компенсации с учётом отклонений расположения сечения лопаток.....			10
	8	Требования к квалификации операторов.....			19
	9	Охрана труда.....			20
Подпись и дата					
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
Разраб.		Кудашов			Самарский университет.ТИ.010  Технологическая инструкция по определению параметров компенсации дисбаланса РК первой ступени КНД с учётом геометрических отклонений его лопаток
Пров.		Хаймович		Лит.	
Н. контр.		Болотов		Лист	
Утв.		Смелов		Листов	
					2
					21
					Самарский университет

## 1 Область применения

1.1 Настоящая технологическая инструкция устанавливает порядок использования программного комплекса «АІ» в технологическом процессе балансировки для определения параметров компенсации дисбаланса РК первой ступени КНД с учётом геометрических отклонений его лопаток.

1.2 Параметрами компенсации дисбалансов РК КНД являются: масса компенсационного груза и его относительное угловое положение.

1.3 Использование технологической инструкции позволяет снизить дисбаланс РК первой ступени КНД вызванной неуравновешенной возбуждающей силой по причине неточности изготовления лопаток.

1.4 Настоящая технологическая инструкция предназначена для технологов и слесарей-сборщиков механосборочного цеха, в обязанности которых входит выполнение работ по балансировке ротора КНД, согласно требованиям конструкторской документации.

Применение настоящей технологической инструкции сторонними организациями возможно, только по согласованию с авторами.

Инов.№ подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инов.№ дубл.	Подпись и дата						
					Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист
										3





4 Общие положения

4.1 Настоящая ТИ позволяет выполнить расчёт дисбаланса РК первой ступени КНД и параметров его компенсации с учётом отклонений расположения контрольного сечения лопаток за счёт использования программного комплекса «АІ» с целью снижения общего дисбаланса ротора.

4.2 Измерение контрольного сечения «А-А» пера лопаток необходимо выполнять на координатно-измерительной машине (КИМ) согласно эскизам, представленных на рисунке 4.1.

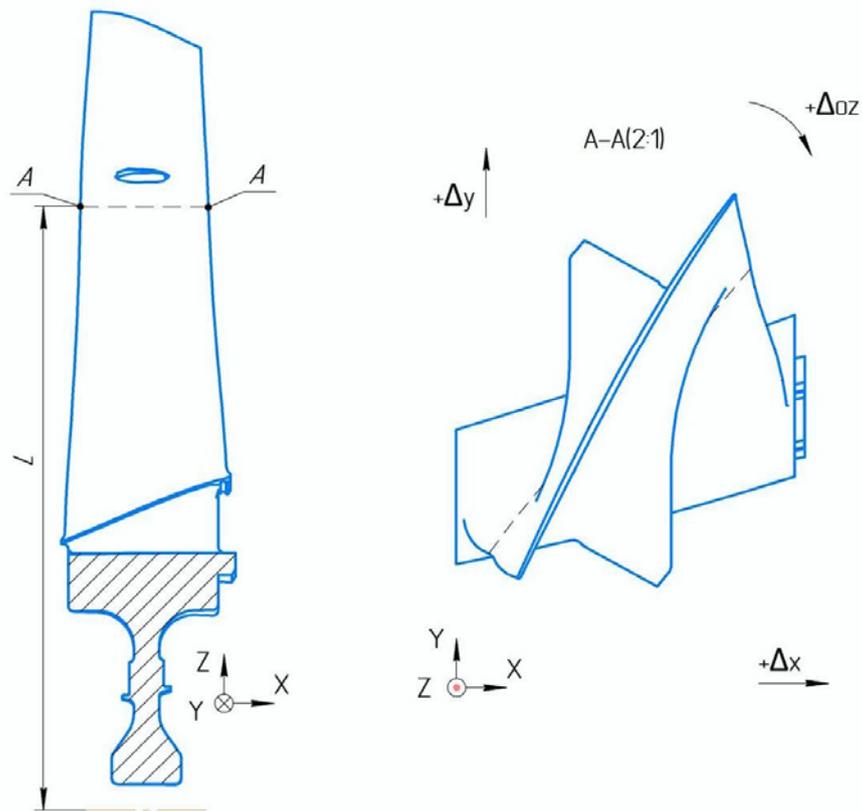


Рисунок 4.1 – Контролируемые параметры лопаток

4.3 Параметры, описывающие геометрические отклонения расположения контрольного сечения пера лопаток, формируются в

Изн.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Изн. № подл.	Взам. инв. №	Изн. № дубл.	Подпись и дата	Лист
									6

электронном и печатном видах с подписями начальника ЦИЛ и оператора, который выполнял измерения на КИМ.

4.4 Параметры необходимые для расчётов в ПК «АІ» такие как: молярная масса, удельная теплоёмкость, частота вращения ротора, расход воздуха через рабочее колесо, температура и давление перед рабочим колесом, радиус расположения компенсационного груза, натяг со стороны корытца и со стороны спинки лопатки формируются в электронном и печатном видах с подписью начальника конструкторского отдела.

4.5 Окончательные отчёт, содержащий дисбаланс РК первой ступени КНД и параметры его компенсации, формируется в электронном и печатном видах с подписями технологов участка балансировки ротора КНД.

Изн.№ подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Изн.№ дубл.	Подпись и дата						Лист
										7
					Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

5 Оборудование, материалы и вспомогательные приспособления,  
необходимые для осуществления технологического процесса

5.1 Стандартное оборудование:

– Персональный ЭВМ с ПК «AI».

Нестандартное оборудование: нет.

Инов.№ подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инов.№ дубл.	Подпись и дата						Лист
					Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	8

6 Использование ПК в технологическом процессе балансировки ротора КНД

6.1 Схема включения ПК «ARB» в ТП балансировки ротора КНД представлена на рисунке 6.1.

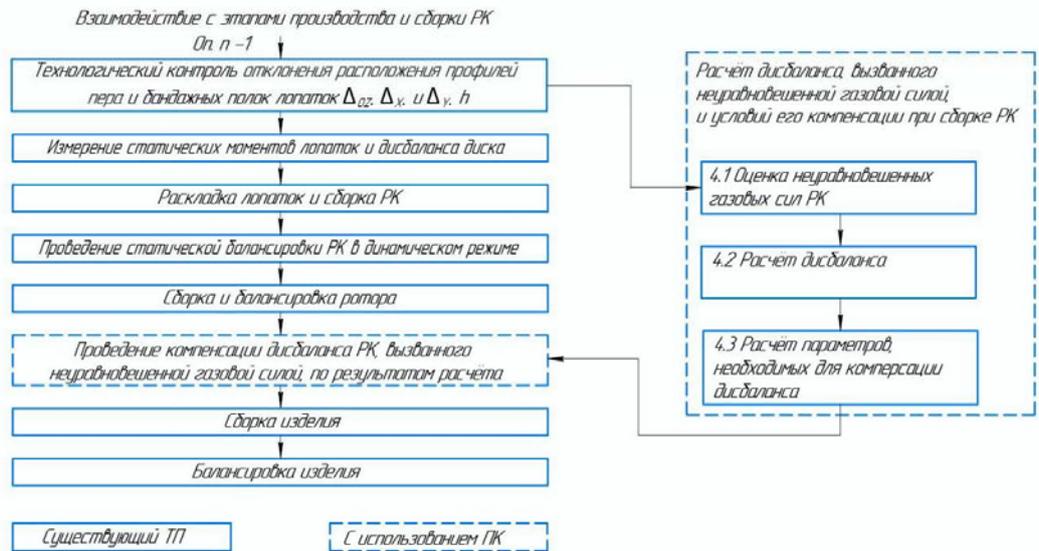


Рисунок 6.1 – Схема включения ПК «AI» в ТП балансировки ротора КНД

6.2 Последовательность балансировки ротора КНД изделия НК выполняется согласно его существующей технологии направленной на снижение механической неуравновешенности. Добавляется следом идущая операция, направленная на снижении дисбаланса вызванная геометрической неидентичностью лопаток приводящая при работе РК к аэродинамической неуравновешенности. В указанной операции вносятся корректировочной груз на рассчитанное угловое положение и определённой массы, полученной в ПК «AI».

Изнв. № подл.	Подпись и дата	Изнв. № дубл.	Подпись и дата	Взам. изв. №	Изнв. № дубл.	Подпись и дата	Изнв. № подл.	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				Лист
							9	

7 Последовательность выполнения расчёта дисбаланса РК первой ступени КНД и параметров его компенсации с учётом отклонений расположения сечения лопаток

7.1 Выполнить измерение геометрических отклонений расположения контрольного сечения пера лопаток, где первая лопатка соответствует «нулевому» положению. Каждый лист файла соответствует комплекту измеренных лопаток и должен быть назван арабскими числами. Пример сформированного файла представлен на рисунке 7.1.

	A	B	C	D
1	№	Параметр		
2	лопатки	$\Delta_{OZ}$ , град.	$\Delta_X$ , мм	$\Delta_Y$ , мм
3	1	-0,317	1,147	1,564
4	2	-0,117	0,175	0,222
5	3	-0,250	0,589	0,808
6	4	-0,250	0,584	0,801
7	5	-0,150	0,397	0,540
8	6	-0,217	0,914	1,235
9	7	-0,183	0,631	0,853
10	8	-0,150	0,009	0,022
11	9	-0,150	0,604	0,813
12	10	-0,217	0,479	0,659
13	11	-0,183	0,524	0,712
14	12	-0,117	0,065	0,096
15	13	-0,067	0,266	0,354
16	14	-0,217	0,164	0,198
17	15	-0,100	0,354	0,474
18	16	-0,100	0,178	0,123
19	17	-0,183	0,205	0,292
20	18	-0,167	0,202	0,281
21	19	-0,117	0,533	0,717
22	20	-0,100	0,052	0,062
23	21	-0,133	0,003	0,006
24	22	-0,150	0,163	0,203
25	23	-0,083	0,155	0,098
26	24	-0,117	0,011	0,046
27	25	-0,200	0,836	1,131
28	26	-0,133	0,252	0,202
29	27	-0,217	0,721	0,975

Рисунок 7.1 – Геометрические отклонения лопаток необходимые при выполнении расчёта в прототипе программного комплекса «AI»

7.2 Выполнить запуск программы «AI» на ПЭВМ. Работа с программой начинается с выбором модуля, в котором необходимо выполнить расчёт. Стартовое окно «Выбор расчёта» представлено на рисунке 7.2.

Инь.№ подл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	Подпись и дата
Инь.№ дубл.	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

Лист

10

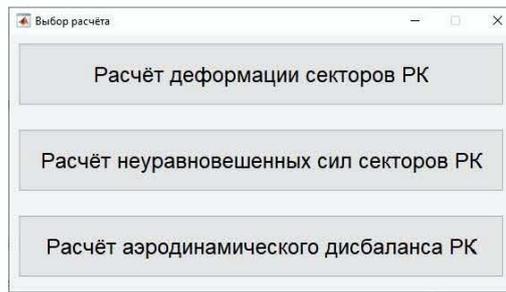


Рисунок 7.2 – Окно «Выбор расчёта»

7.3 При первом использовании необходимо выполнить «Расчёт деформации секторов РК» путём нажатия соответствующей иконке. В открывшемся окне появляется форма, требующая заполнения. Интерфейс окна модуля расчёта деформации секторов рабочего колеса (РК) приведен на рисунке 7.3.

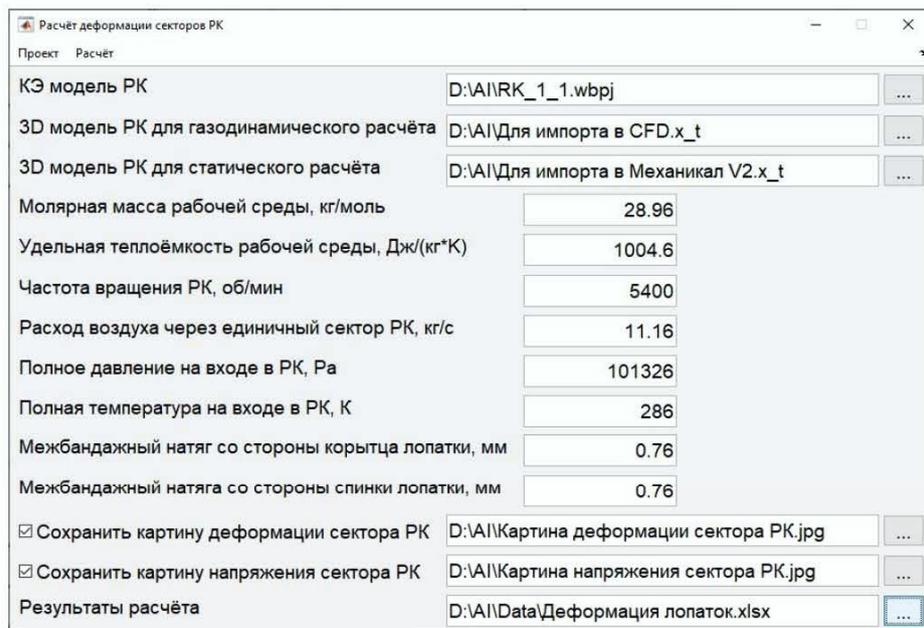


Рисунок 7.3 – Интерфейс окна модуля расчёта деформации секторов РК

В открывшемся окне указывается конечно-элементная модель сектора РК расширением wbrj с припиской «\_1», предназначенная для расчёта в рассматриваемом модуле. Указываются 3D модели рабочего колеса для

Инь.№ подл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	Подпись и дата
Инь.№ дубл.	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

Лист
11

газодинамического и статического расчёта в формате  $x_t$  или  $step$ . Вводится информация о рабочей среде, включающая: молярную массу и удельную теплоёмкость. Вводятся рабочие параметры узла: частота вращения ротора, расход воздуха через рабочее колесо, температура и давление перед рабочим колесом. При наличии межбандажных полок вводится величина их натягов со стороны корытца и со стороны спинки лопатки. Если необходимо сформировать картины напряжения и деформации, указывается их наименование и расположение, и в соответствующих окнах проставляются галочки. Вводится наименование файла и его расположение, обозначающее место, куда будут сохранены результаты расчёта деформаций секторов рабочего колеса.

При первом использовании программы требуется указать расположение файлов « $gunwb2.exe$ » и « $ugraf.exe$ » в окне «Настройка приложения...», которые соответственно являются вспомогательными программам ANSYS Workbench и Siemens NX. После указания пути в окне «Настройка приложения...» необходимо нажать на иконку «Готово». Интерфейс окна «Настройка приложения...» приведена на рисунке 7.4.

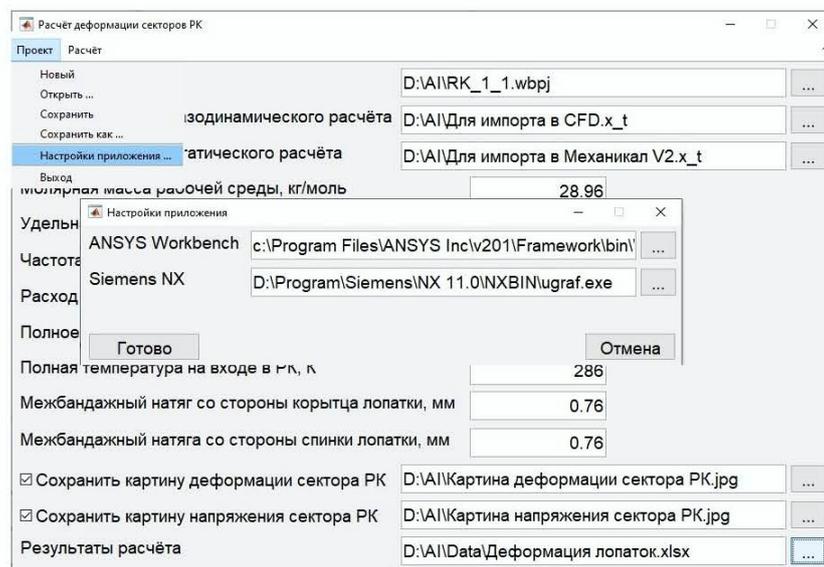


Рисунок 7.4 – Интерфейс основного окна «Настройка приложения...»

Подпись и дата	
Интв.№ дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Интв.№ подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

Лист

12



В качестве примера на рисунке 7.7 приведены картины напряжения и деформации, полученные по результату расчёта.

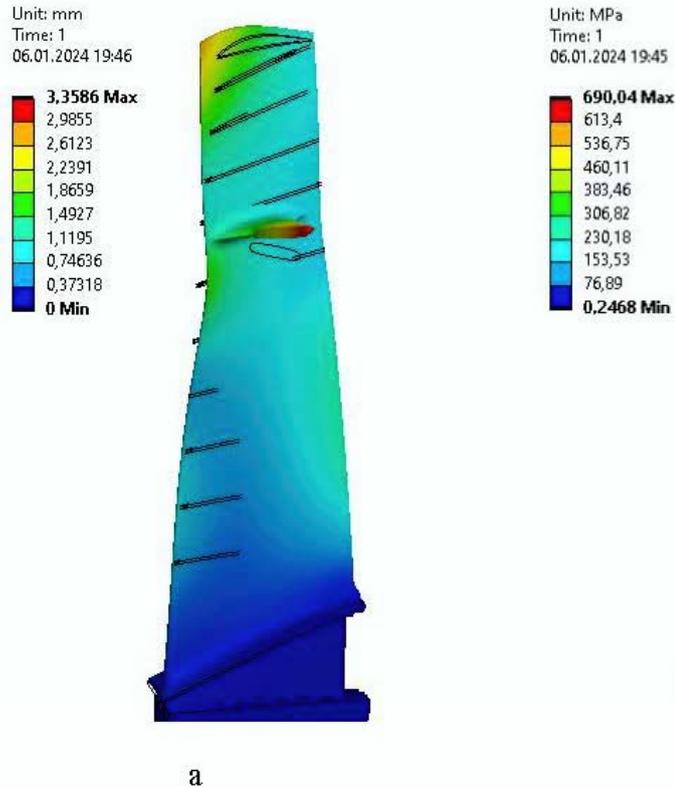


Рисунок 7.7 – Пример картины а) деформации РК б) напряжения

7.4 С целью возврата в стартовое окно «Выбор расчёта» во вкладке «Проект» необходимо нажать на иконку «Выход», их расположение приведено на рисунке 4. Запуск второго модуля «Расчёт неуравновешенных сил секторов РК» осуществляется нажатие одноименной иконки. Вкладка «Проект» содержит те же самые иконки, что модуль расчёта деформации секторов РК.

Интерфейс окна модуля расчёта неуравновешенных сил секторов РК приведен на рисунке 7.8.

Изн. № подл.	Подпись и дата					Лист
Взам. инв. №	Изн. № дубл.					14
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Проект: Расчёт

Результаты расчёта деформаций секторов: D:\AI\Data\Деформация лопаток.xlsx

Отклонения пера лопаток РК: D:\AI\Data\Геометрические отклонения лопаток.2

Комплекты лопаток РК: 2 ... Количество лопаток в РК: 27

КЭ модель РК: D:\AI\RK\_1\_2.wbpj

3D модель РК: D:\AI\Lopatka\_RK1.prt

Молярная масса рабочей среды, кг/моль: 28.94

Удельная теплоёмкость рабочей среды, Дж/(кг\*К): 1004.4

Частота вращения РК, об/мин: 5400

Расход воздуха через единичный сектор РК, кг/с: 11.1100

Полное давление на входе в РК, Па: 101325

Полная температура на входе в РК, К: 295

Сохранить твердотельную 3D модель: D:\AI\Data\RK1.stp

Сохранить полигональную 3D модель: D:\AI\Data\RK1.stl

Результаты расчёта: D:\AI\Data\Результаты расчёта НС.xlsx

Рисунок 7.8 – Интерфейс окна модуля расчёта неуравновешенных сил секторов РК

В окне указывается расположение файла «Деформация лопаток» полученного по результату расчёта в первом модуле и «Геометрические отклонения лопаток» в формате, приведённом на рисунке 1. Вводятся номера комплектов лопаток, для которых необходимо рассчитать неуравновешенные силы и количество лопаток в рабочем колесе. Прописывается расположение конечно-элементной модели сектора рабочего колеса расширением wbpj с припиской «\_2» и его параметрической 3D модели в формате prt, предназначенной для расчёта в рассматриваемом модуле. Вводится информация о воздушной среде и рабочих параметрах узла. Если необходима твердотельная 3D модель сектора рабочего колеса, построенная с учётом геометрических отклонений пера лопатки, то ставится галочка напротив «Сохранить твердотельную 3D модель», указывается путь и название stp файла. Аналогичные действия выполняются для пункта «Сохранить полигональную 3D модель», если необходима полигональная 3D модель. Вводится наименование файла и его расположение, указывающее место, куда

Подпись и дата	
Инов. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инов. № подл.	

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Лист

15

будут сохранены результаты расчёта деформаций секторов РК. После ввода информации и указания путей расположений файлов во вкладке «Расчёт» необходимо нажать на иконку «Выполнить». Далее появится иконка «Проведение расчёта. Пожалуйста подождите...». Иконки запуска приведены на рисунке 5. Структура файла «Результаты расчёта НС» с результатами расчёта неуравновешенных сил и КПД секторов рабочего колеса приведена на рисунке 7.9.

№	Параметр деформации			Отклонение геометрическое			Неуравновешенная сила, Н			КПД сектора, %	Отклонение периферийного сечения			
	$\Delta_{\text{вк}}^{\circ}$ , мм	$\Delta_{\text{пк}}^{\circ}$ , мм	$\Delta_{\text{пк}}^{\circ}$ , градус	$\Delta_{\text{вк}}$ , град.	$\Delta_{\text{вк}}$ , мм	$\Delta_{\text{пк}}$ , мм	Fx	Fy	Fz		$\Delta_{\text{вк}}^{\circ}$ , град	$\Delta_{\text{пк}}^{\circ}$ , мм	$\Delta_{\text{пк}}^{\circ}$ , мм	
1	1	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,32	1,147	1,564	-824,143	1086,130	-133,867	91,7373	-1,4312378	3,741798165	0,9754057
2	2	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,12	0,175	0,222	-827,391	1085,140	-129,555	90,5694	-1,1119717	2,190165138	-1,16687
3	3	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,25	0,589	0,808	-842,506	1087,860	-132,391	90,6757	-1,3248105	2,851045872	-0,23142
4	4	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,25	0,584	0,801	-831,778	1088,360	-133,678	91,1145	-1,3248105	2,84306422	-0,242594
5	5	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,15	0,397	0,540	-826,878	1087,580	-132,463	90,0526	-1,1651774	2,544550459	-0,659237
6	6	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,22	0,914	1,235	-829,296	1088,180	-135,089	91,0334	-1,2716048	3,369853211	0,450213
7	7	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,18	0,631	0,853	-850,148	1095,780	-129,401	92,3977	-1,2183831	2,918091743	-0,159577
8	8	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,15	0,009	0,022	-829,041	1094,300	-132,993	90,4869	-1,1651774	1,925174312	-1,486136
9	9	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,15	0,604	0,813	-829,454	1087,050	-132,383	90,7541	-1,1651774	2,874990826	-0,223438
10	10	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,22	0,479	0,659	-828,069	1083,970	-133,530	89,2382	-1,2716048	2,675449541	-0,469273
11	11	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,18	0,524	0,712	-855,827	1097,720	-126,060	93,7521	-1,2183831	2,747284404	-0,384668
12	12	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,12	0,065	0,096	-831,293	1089,620	-130,727	90,39	-1,1119717	2,014568807	-1,368007
13	13	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,07	0,266	0,354	-813,470	1093,110	-133,004	90,2039	-1,0321552	2,335431193	-0,956154
14	14	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,22	0,164	0,198	-841,339	1094,120	-130,691	91,6068	-1,2716048	2,172605505	-1,205181
15	15	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,10	0,354	0,474	-834,105	1085,170	-128,860	90,8077	-1,0853609	2,475908257	-0,764594
16	16	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,10	0,178	0,123	-820,813	1089,870	-129,504	91,1798	-1,0853609	2,194954128	-1,324906
17	17	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,18	0,205	0,292	-841,314	1086,350	-130,675	90,2224	-1,2183831	2,238055046	-1,055126
18	18	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,17	0,202	0,281	-846,234	1078,050	-130,870	87,515	-1,1917883	2,232266055	-1,072686
19	19	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,12	0,533	0,717	-835,236	1089,150	-130,105	91,0062	-1,1119717	2,761651376	-0,376686
20	20	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,10	0,052	0,062	-824,499	1093,070	-130,852	91,1234	-1,0853609	1,993816514	-1,422282
21	21	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,13	0,003	0,006	-835,382	1095,910	-130,019	90,757	-1,1385666	1,91559633	-1,511677
22	22	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,15	0,163	0,203	-845,447	1099,080	-128,185	92,9534	-1,1651774	2,171009174	-1,1972
23	23	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,08	0,155	0,098	-829,347	1088,190	-128,618	90,6852	-1,0587501	2,158238532	-1,364814
24	24	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,12	0,011	0,046	-839,616	1085,990	-132,577	88,2933	-1,1119717	1,928366972	-1,447824
25	25	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,20	0,836	1,131	-838,666	1093,350	-133,210	91,3245	-1,2449939	3,24533945	0,2841947
26	26	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,13	0,252	0,202	-819,999	1084,960	-134,384	88,8815	-1,1385666	2,313082569	-1,198796
27	27	-0,5799	1,1970	-0,9530	-0,22	0,721	0,975	-837,412	1084,010	-131,747	89,69	-1,2716048	3,061761468	0,0351751

Рисунок 7.9 – Структура файла с результатами расчёта неуравновешенных сил и КПД секторов РК

В файле с результатами расчётов записываются параметры деформаций, геометрические отклонения контрольного и периферийного сечений, для которого были рассчитаны параметры неуравновешенных сил и КПД.

7.5 С целью возврата в стартовое окно «Выбор расчёта» во вкладке «Проект» необходимо нажать на иконку «Выход», их расположение приведено на рисунке 7.4. Запуск второго модуля «Расчёт аэродинамического

Подпись и дата	
Инов.№ дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инов.№ подл.	

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист
					16

дисбаланса РК» осуществляется нажатие одноименной иконки. Интерфейс окна модуля расчёта аэродинамического дисбаланса РК приведен на рисунке 7.10.

Рисунок 7.10 – Интерфейс окна модуля для расчёта аэродинамического дисбаланса РК и параметров его снижения

В окне указывается расположение файла «Результаты расчёта НС» полученного по результату расчёта во втором модуле и «Расчёт неуравновешенных сил секторов РК». Вносятся значения радиуса расположения компенсационного груза, частота вращения рабочего колеса и количество его лопаток. При необходимости сохранения результатов расчёта в отдельный файл указывается его расположение и наименование. Формат выводимого файла с расчётом параметров компенсации аэродинамического дисбаланса и адиабатного КПД приведен на рисунке 7.11.

	A	B	C	D	E	F
1	№ эксперимента	Величина дисбаланса, гр*мм	Угол расположения груза, градус	Угол для снятия груза, градус	Масса груза, гр	КПД, %
2	1	131,1	154,4	334,4	1,2	93

Рисунок 7.11 – Формат файла, содержащего результаты расчёта параметров компенсации аэродинамического дисбаланса и адиабатного КПД

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						Лист
										17

Имеется возможность вывода векторной диаграммы неуравновешенных сил рабочего колеса, которая активируется нажатием иконки «Вывести векторную диаграмму». Векторная диаграмма появляется автоматически после расчёта, пример диаграммы приведён на рисунке 7.12.

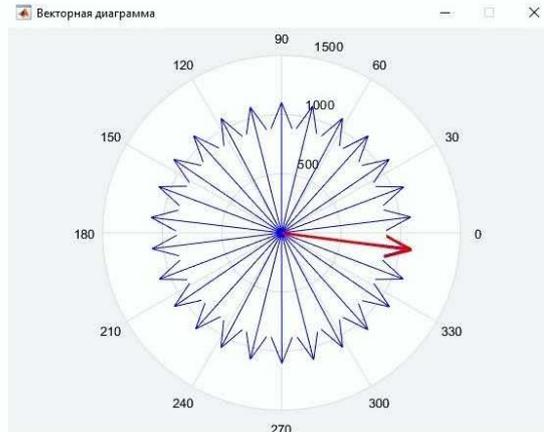


Рисунок 7.12 – Пример векторной диаграммы неуравновешенных сил рабочего колеса

После ввода информации и указания путей расположений файлов во вкладке «Расчёт» необходимо нажать на иконку «Выполнить». Далее появится иконка «Проведение расчёта. Пожалуйста подождите...». Иконки запуска приведены на рисунке 5. Рассчитанная величина аэродинамического дисбаланса рабочего колеса, угловое расположение компенсационного груза и его масса дублируются в окне модуля.

С целью возврата в стартовое окно «Выбор расчёта» во вкладке «Проект» необходимо нажать на иконку «Выход», их расположение приведено на рисунке 7.4.

Подпись и дата
Инв. № дубл.
Взам. инв. №
Подпись и дата
Инв. № подл.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

Лист
18



9. Охрана труда

9.1 К работе допускается обученный персонал, прошедший медицинский осмотр и признанный годным для выполнения работ в конкретных условиях, вводный инструктаж по охране труда и первичный инструктаж на рабочем месте, ознакомленный со специальными инструкциями по работе с инструментом, с правилами пожарной безопасности, усвоивший безопасные приемы работы, знающий и умеющий применять методы оказания первой помощи при несчастных случаях.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Изм. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	Лист	20
											20

