

На правах рукописи



Дворяк Павел Анатольевич

**СПОСОБ УМЕНЬШЕНИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ СБОРКИ РОТОРОВ
ТУРБОКОМПРЕССОРОВ СЕРИЙНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

2.5.15 – Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов

АВТОРЕФЕРАТ
Диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2025

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)».

Научный руководитель: **Рыженков Валентин Михайлович**
Кандидат технических наук, старший научный сотрудник

Официальные оппоненты: **Болотов Михаил Александрович**
Доктор технических наук, доцент, федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева», профессор кафедры «Кафедра технологий производства двигателей»
Макаров Павел Вячеславович
Кандидат технических наук, ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова», начальник отдела динамики и прочности

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уфимский университет науки и технологий»

Защита состоится 22 декабря 2025 г. в 10:00 на заседании диссертационного совета 24.2.327.06 на базе федерального государственного бюджетного учреждения высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» по адресу: 125993, г. Москва, Волоколамское шоссе, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)»: https://mai.ru/events/defence/?ELEMENT_ID=186258

Автореферат разослан «___» октября 2025 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета 24.2.327.06
д.т.н., доцент

Краев Вячеслав Михайлович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. При проведении приемо-сдаточных испытаний (ПСИ) газотурбинных двигателей регистрируются случаи превышения допустимых уровней вибрации, установленных производственными нормами. Одним из доминирующих источников возникновения повышенной вибрации является ротор турбокомпрессора, что обусловлено наличием погрешностей его сборки. В современных производственных условиях точность сборки ротора оценивается по совокупности геометрических, кинематических, физико-механических параметров, а также по величине остаточной неуравновешенности.

На этапах проектирования и доводки двигателя осуществляется идентификация критических и резонансных режимов колебаний системы «ротор – опоры – корпус – подвеска», а также определяются требуемые динамические характеристики подсистем, включая ротор, для обеспечения регламентированных уровней вибрации. В серийном производстве для мониторинга стабильности технологического процесса и своевременного выявления дефектов вводятся производственные нормы вибрации, оцениваемые по уровню виброскорости в частотном диапазоне, соответствующем первым роторным гармоникам, и по среднеквадратическому значению (СКЗ) в заданной полосе частот. Однако, непосредственный контроль динамических характеристик ротора на этапе сборки в серийном производстве, как правило, не осуществляется, за исключением выборочного измерения частот собственных колебаний отдельных компонентов, таких как диски и лопатки, на специализированных вибростендах.

Физико-механические погрешности, возникающие вследствие неоптимальных характеристик резьбовых и прессовых соединений, приводят к отклонению реальных динамических характеристик от проектных значений. К числу таких характеристик относятся частоты и формы собственных колебаний, коэффициент конструкционного демпфирования и динамический коэффициент влияния дисбаланса на вибрацию. Для прессовых посадок ключевым требованием является соблюдение допуска на величину натяга, в то время как для осевых соединений критическим параметром является величина осадки пакета деталей под заданным усилием. Ряд исследований демонстрирует существенное влияние величины натяга в посадках дисков ротора компрессора высокого давления на частоты собственных колебаний. Несмотря на это, контроль частот собственных колебаний ротора в настоящее время применяется исключительно на этапах проектирования и доводки.

При сборке роторов предъявляются строгие требования к методам и точности обеспечения заданных усилий затяжки резьбовых соединений. Однако, погрешности изготовления элементов резьбовых пар (болтов и гаек), а также их неидеальная комплектация вызывают разброс усилий затяжки и нецентральное приложение нагрузки, что приводит к статическому изгибу ротора и, как следствие, к отклонению его динамических характеристик от расчётных значений.

Указанные факторы обуславливают возникновение повышенных вибраций на этапе приемо-сдаточных испытаний двигателей в серийном производстве, что влечёт за собой значительные экономические издержки, связанные с проведением дополнительных разборочно-сборочных работ, поиском дефектов и повторными

испытаниями. Статистические данные свидетельствуют, что доля двигателей, снимаемых со стендовых испытаний по причине повышенной вибрации, достигает 30% на этапе приемочного контроля и 11% на этапе приемо-сдаточных испытаний, что приводит к росту трудоёмкости сборки до 40% в случае необходимости проведения даже одной переборки.

На этапе серийного производства, в настоящее время, имеются принципиальные возможности осуществления контроля некоторых динамических характеристик (например, частот собственных колебаний, форм колебаний), которые отличаются большой трудоёмкостью и мало пригодны для серийного производства. Поэтому в работе предлагается актуальный для производства способ **сборки ротора авиационного ГТД, заключающийся в соединении деталей методом полной взаимозаменяемости, отличающийся определением его динамических характеристик в процессе сборки, позволяющий определять и уменьшать погрешности, а также устанавливать значения допустимых остаточных дисбалансов каждого конкретного ротора.**

Степень разработанности темы исследования

Исследования в области уменьшения производственных погрешностей сборки и их проведением занимается большое количество специалистов.

Белобородов С.М., Болотов М.А., Непомилуев В.В. рассмотрели в своих работах различные способы сборки с применением нежестких сборочных цепей с учетом геометрических погрешностей, образующихся при сборке и моделирование процесса сборки.

Среди одних из первых авторов рассматривающий в качестве причины повышенной вибрации погрешности сборки ротора был В.П. Ройзман. В работе В.П. Ройзмана рассмотрено экспериментальное влияние прессовых соединений на собственные частоты ротора. В работах Пыхалова А.А. применяются расчетные методы для определения влияния прессовых соединений на динамику роторов.

Также вопросами сборки занимаются зарубежные ученые Xiao L., Xu L., Jiang Z., Kaneko Y. они рассматривают влияние несоосности цапф роторов на возникновение резонансных режимов при работе. Также анализируются и предлагаются различные методы для контроля сборочных параметров.

В имеющихся работах рассмотрены вопросы, повышающие точность сборки подготовительными путями. Применяемые методы контроля сборки имеют экспериментальный характер и в серийном производстве не применимы по причине повышенной трудоёмкости или технической сложности, а также экономической нецелесообразности. Авторы предлагают лишь рекомендации по контролю качества сборки в условиях серии, и предполагают отработку на стадии опытно-конструкторских работ.

Данная работа выполнялась по направлению исследования «процессы создания и доводки ДЛА. Способы улучшения характеристик и основных данных двигателей, находящихся в серийном производстве и эксплуатации» в рамках: НИР «Разработка рекомендаций по снижению вибрационной активности двигателя АИ-222-25 при испытаниях и в эксплуатации» (договор МАИ с ПК «Салют» АО «ОДК» №56090-02030/ОДК/1423/05/2019/643), ОКР «Инженерно-техническое сопровождение

испытаний роторов по программе № 05.62.7703.-21 ред. 1 «методика проведения модальных испытаний роторов КВД и КВД+ТВД»» (договор МАИ с ПК «Салют» АО «ОДК» №60780-02050/ОДК/1953/02/2023/643), подтверждают актуальность данной работы.

Цель работы заключается в выявлении погрешностей сборки роторов, возникающих в серийном производстве, и способах их уменьшения для предотвращения повышенных производственных вибраций при ПСИ двигателей.

Объектом исследования является технологический процесс сборки ротора турбокомпрессора авиационного газотурбинного двигателя.

Предмет исследования – погрешности сборки, влияющие на динамические характеристики роторов в условиях серийного производства.

Задачи работы:

1. Определить влияние погрешностей сборки роторов на их динамические характеристики расчетными и экспериментальными методами;

2. Разработать методику определения динамических характеристик и подтвердить её работоспособность экспериментально, а также подобрать способ позволяющий определять динамические характеристики в условиях серийного производства роторов;

3. Разработать метод сборки гибкого ротора авиационного ГТД, отличающийся определением его динамических характеристик в процессе сборки, позволяющий снизить вибрации двигателя;

4. Проверить эффективность разработанного метода в условиях серийного производства.

Научная новизна результатов исследований:

1. Разработана методика численного моделирования, позволяющая определять влияние производственных погрешностей сборки ротора на его динамические характеристики;

2. Предложен экспериментальный метод определения динамических характеристик ротора способом центробежного гармонического возбуждения от допустимых остаточных дисбалансов ротора в диапазоне рабочих частот вращения непосредственно в технологическом процессе сборки;

3. Разработана методика выявления и уменьшения производственных погрешностей сборки ротора.

Практическая значимость результатов исследований:

Снижение переборок/съемов двигателей с приёмо-сдаточных испытаний по значению повышенной производственной вибрации и, как следствие, уменьшение трудоёмкости их изготовления.

Методология и методы исследования:

В работе использовались аналитические и численные методы исследования погрешностей сборки. Использовались экспериментальные методы определения динамических характеристик механических систем.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Методика численного анализа производственных погрешностей сборки ротора и влияние на динамические характеристики;

2. Метод сборки ротора авиационного ГТД, заключающийся в соединении деталей, отличающийся определением его динамических характеристик в процессе сборки, позволяющий определить место, где возникают погрешности, и способы их снижения;

3. Способ экспериментального определения динамических характеристик ротора в процессе его сборки;

4. Рекомендации по выявлению и уменьшению производственных погрешностей сборки гибких роторов турбокомпрессоров авиационных ГТД.

Внедрение – разработанный метод сборки гибкого ротора турбокомпрессора внедрён в технологические процессы изготовления и ремонта авиационного двигателя АИ-222-25. Данный метод предлагается для применения в серийном производстве как авиационных ГТД, так и турбомашин наземного применения с целью повышения стабильности производственных вибраций изделий (имеется акт внедрения ПК «САЛЮТ» АО «ОДК»).

Достоверность результатов исследования основывается на:

Строгости использованных математических методов, проверкой разработанных алгоритмов и программ на модельных и тестовых задачах, сопоставлением полученных автором результатов с известными результатами исследований и результатами, полученными с применением МКЭ комплексов общего назначения, применение при экспериментальных работах средств внесенных в Государственный реестр СИ.

Апробация работы

Основные положения диссертационной работы были доложены и обсуждены на:

- XLVIII Международной молодежной научной конференции «Гагаринские чтения» (Москва, 2022 г.);
- Шестой международной научно-технической конференции динамика и виброакустика машин DVM-2022 (Самара, 2022 г.);
- 21 – я Международной конференции «Авиация и космонавтика 2022» (Москва, 2022 г.);
- Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Акустика среды обитания» (Москва, 2023 г.)
- Седьмой международной научно-технической конференции динамика и виброакустика машин DVM-2024 (Самара, 2024 г.);

Публикации по теме диссертации

По теме диссертации опубликовано 9 работ, из них: 2 – в рецензируемых научных изданиях из перечня ВАК; 1 – свидетельство о регистрации программы для ЭВМ; 6 – тезисы докладов на научных конференциях.

Внедрение результатов работы

Разработанный вибровозбуждающий и виброизмерительный комплекс применяется на предприятии входящем в состав АО ОДК – ПК «САЛЮТ».

Вклад автора в проведенное исследование заключается в следующем: участие в постановке целей и задач исследования, проведение расчетных исследований, анализ и обработка результатов, непосредственное участие в

проведении экспериментов, разработка программного обеспечения, разработка конструкции и принципа работы вибровозбуждающего комплекса

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы из 50 наименований и 3 приложений. Общий объем работы 115 страницы, 50 рисунков, и 27 таблицы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приведена постановка задачи, определены цели исследования, обоснована актуальность работы, продемонстрирована научная новизна и практическая значимость полученных результатов, приведена структура диссертации, объект исследования, сведения о научных публикациях и апробации работы.

В главе 1 проводится обзор конструктивно технологических особенностей роторов ГТД, а также погрешностей, которые возникают при их сборке в производственных условиях, и их оценке при помощи динамических характеристик. Под динамическими характеристиками понимают:

- 1) Амплитудные и фазовые резонансы;
- 2) Формы колебаний;
- 3) Декременты затуханий;
- 4) Динамический коэффициент влияния.

При производстве возникают погрешности: геометрические, прессовых соединений, резьбовых соединений и погрешности партии материала.

Также проведен обзор актуальных методов и способов оценки динамических характеристик (ДХ) для различных систем. Применение большинства рассмотренных способов не применимо в условиях серийного производства, так как они трудоемки или экономически не целесообразны. Более того в рассмотренных работах не уделяется должного внимания влиянию погрешностей сборки на динамические характеристики и на производственные вибрации. Следовательно, следует провести численное моделирование на влияние погрешностей сборки на динамические характеристики.

В главе 2 предложено моделирование влияния производственных погрешностей сборки ротора на динамические характеристики. Основные этапы моделирования влияния производственных погрешностей сборки на динамические характеристики ротора включают в себя:

1. Построение математической модели ротора;
2. Расчет динамических характеристик ротора;
3. Разработка методики моделирования влияния производственных погрешностей сборки ротора на динамические характеристики;
4. Расчет влияния погрешностей сборки ротора на динамические характеристики.

Построенная математическая модель представлена на рисунке 1. Математическая модель включает в себя граничные условия в виде закрепления по

цапфам во всех направлениях и скорости вращения в диапазоне рабочих режимов ротора.

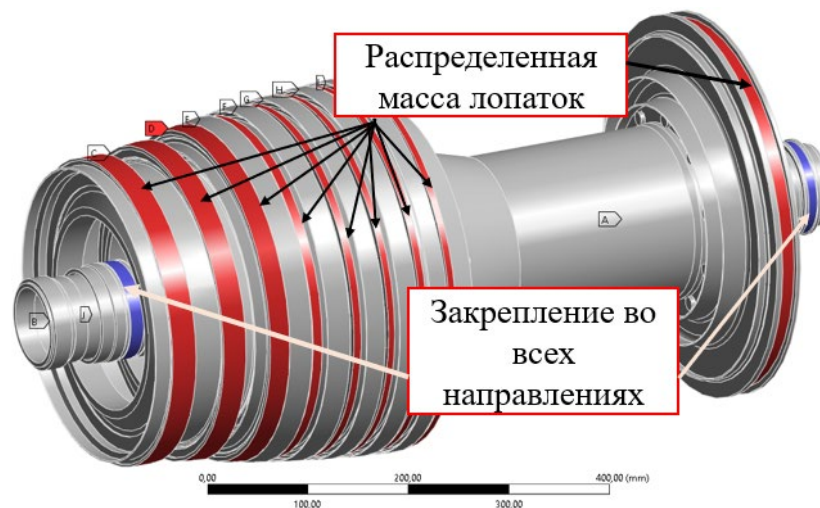


Рисунок 1 – Модель с указанием граничных условий

Расчетная методика заключается в поэтапном проведении расчетов и определении различия между расчетными значениями динамических характеристик. Следовательно, для определения влияния каждой погрешности в отдельности, расчеты производились в следующей последовательности:

- 1) Расчет жесткого ротора. Значения и формы собственных частот из данного расчета принимаются как эталонные, то есть ротор собран без погрешностей сборки;
- 2) Расчет с учетом посадок. Рассматривается влияние посадок на изменение динамических характеристик;
- 3) Расчет с учетом усилия затяжки;
- 4) Влияние неуравновешенности на ДХ. Вводится нагружение в виде неуравновешенной силы, и рассматривается изменение ДХ. При этом ротор рассматривается как жесткий.

Результаты расчетов приведены в таблице 1. Нестыковка по проточной части обусловлена отсутствием натяга по проставкам между дисками, что влияет на 1-ю и 2-ю собственную частоту, в среднем на 5 % от номинального значения. Недопрессовка дисков вызывают реакцию всех собственных частот, и, кроме третьей частоты, изменения составили 10 % от эталонного. Следовательно, можно сделать вывод о том, что погрешности от прессовых соединений, возникающих при сборке, могут изменить собственные частоты в среднем до 10 %.

Таблица 1 – значение собственных частот полученных в ходе расчетов

Вид расчета \ № частоты колебаний	№ частоты колебаний		
	1 - я частота, Гц	2 - я частота, Гц	3 - я частота, Гц
Без погрешностей сборки (идеальные посадки)	263	292	325
Нестыковка по проточной части КВД	249	279	322
Недопрессовка диска по диску КВД	257	263	292

Нестыковка КВД с ТВД	180	247	280
Нестыковка и недопрессовка ротора КВД + ТВД	133	141	248
При нагрузке дисбалансом (жесткая модель)	273	308	345

На основании результатов математического моделирования можно установить место и значение производственной погрешности сборки ротора через определение его динамических характеристик. Требуется разработать способ, позволяющий определять на практике динамические характеристики непосредственно в серийном производстве.

В третьей главе представлена разработанная методика для определения динамических характеристик ротора и средства измерения применяемые в экспериментальной главе работы.

Цель методики состоит в определении динамических характеристик ротора. Методика проведения испытаний определения динамических характеристик ротора представлена в виде функциональной схемы (рис. 2).

В процессе проведения испытаний определяются динамические характеристики: частоты собственных колебаний и декремент колебаний, позволяющие определить место неоднородности путем сравнения с расчетными значениями. Определение данных параметров производится при затяжке болтов турбины в 7 Нм и при затяжке по техническим условиям для того, чтобы определить качество посадки конических болтов. Также при затяжке стяжных болтов турбины по техническим условиям (ТУ), определяется динамический коэффициент влияния (ДКВ), который определяется как отношение дисбаланса к виброскорости, следовательно, по значениям амплитуд определяется допустимый остаточный дисбаланс для каждого конкретного ротора.

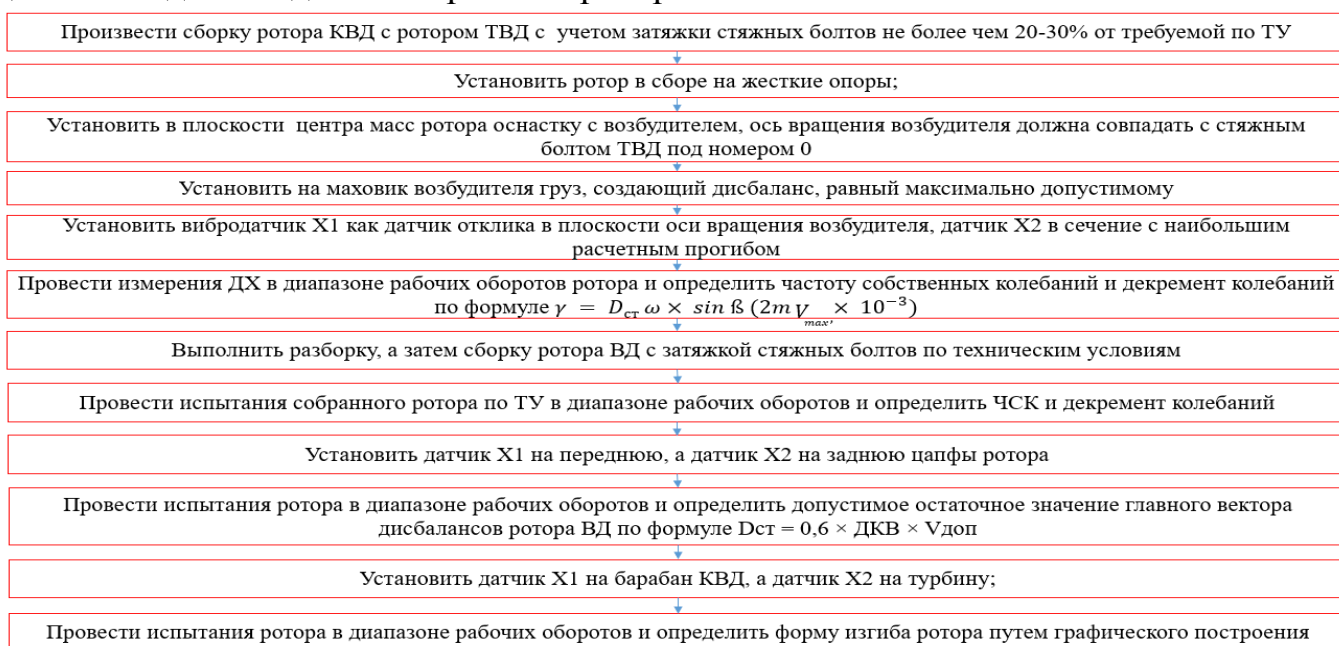


Рисунок 2 – Функциональная схема методики определения динамических характеристик

В качестве средств измерения применяется вибровозбуждающий комплекс (ВБК), разработанный вновь. Принципиальная схема комплекса представлена на рисунке 3. Принцип работы комплекса заключается в следующем: на не вращающийся ротор (1), установленный на неподвижных жестких опорах, устанавливается вибровозбудитель (М) с установленным в него шкивом с дисбалансом, равным максимальному значению остаточного дисбаланса ротора. Далее устанавливаются датчики виброскорости (3) в места наибольшего расчетного прогиба ротора и датчик фазы (2) таким образом, чтобы считывать фазу со шкива, установленного в вибровозбудитель. Запускается программное обеспечение на персональном компьютере (6) настраивается режим измерений: устанавливаются диапазоны частот, на которых будет проходить возбуждение, время выдержки на каждой из частот возбуждения; описывается номер ротора, и прочие данные необходимые для идентификации испытаний.

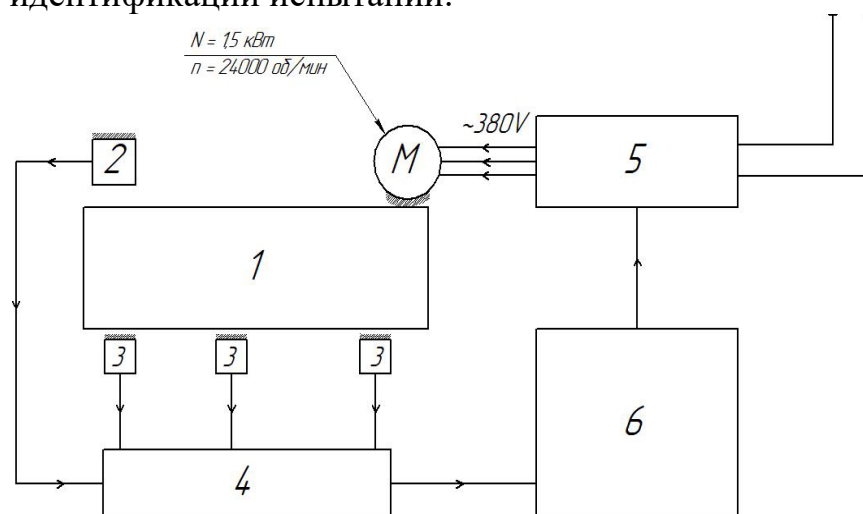


Рисунок 3 – Принципиальная схема вибровозбуждающего комплекса

Затем производится запуск измерений и в автоматическом режиме снимаются показания и формируется протокол испытаний. Вибровозбудитель работает на заданной скорости вращения (соответствующую рабочим режимам ротора) и возбуждает колебания установленной в нем известной неуравновешенной массой (дисбалансом). При вращении дисбаланс создает центробежную силу, амплитуда которой пропорциональна квадрату частоты вращения ($F = me\omega^2$). Регистрируется виброскорость в ортогональных направлениях и фаза вибрации относительно метки на шкиве вибровозбудителя. Метод реализует гармоническое возбуждение с частотой, равной частоте вращения ротора и называется дисбалансным возбуждением.

Общий вид установки представлен на рисунке 4. Ротор установлен в цехе на стенде для измерения радиального биения. Закрепление производится по цапфам ротора и блокирует все поступательные и угловые перемещения. Вибровозбудитель крепится к объекту возбуждения через технологическую оснастку, которая позволяет закрепить за 3 точки на роторе и через места крепления производится возбуждение ротора.

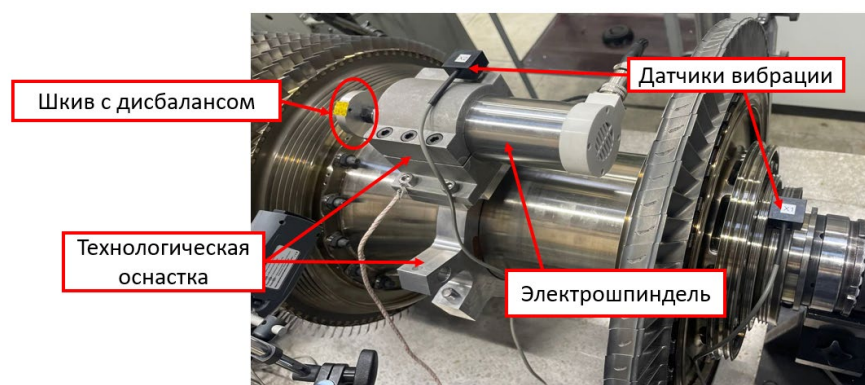


Рисунок 4 – Основные функциональные элементы комплекса

Один из датчиков устанавливается на оснастку, как датчик возбуждения, второй устанавливается в точку на роторе для измерения отклика. Схема установки датчиков приведена на рисунке 5.

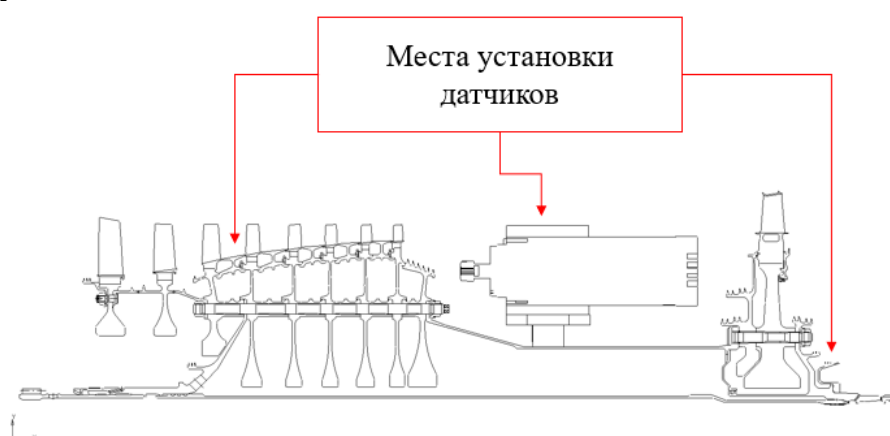


Рисунок 5 – Места установки датчиков

Для автоматизации процесса проведения испытаний разработано программное обеспечение (рис. 6).

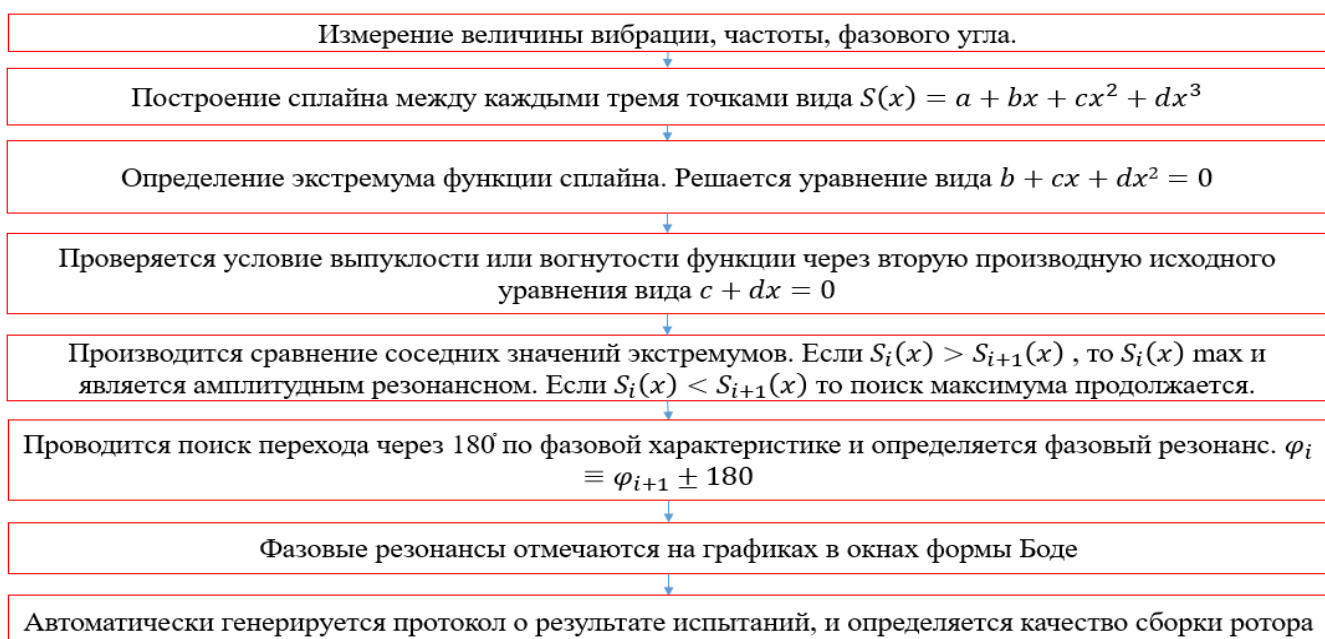


Рисунок 6 – Алгоритм программного обеспечения

Алгоритм работы программного обеспечения заключается в определении амплитудных и фазовых резонансов по полученным амплитудно-фазово-частотным характеристикам.

Также, в качестве других способов измерения динамических характеристик использовались следующие методы:

1. Ударный метод;
2. Электродинамическое возбуждение (ЭДВ);
3. Испытания на определение собственных частот вращающегося ротора.

Методика ударных испытаний представлена в ГОСТе ИСО 7626-5-99. В работе применялся функциональный модальный анализ, то есть без использования сигнала возбуждения. Измерения производились с помощью универсального регистратора анализатора спектра ВС-311. Для измерения сигнала отклика применялся датчик-акселерометр трехкоординатный, устанавливаемый на цианоакрилатный клей.

Для электродинамического возбуждения применялся вибропреобразователь МВ-22В, а для измерения виброперемещений токовых датчик ИП-5К производства лаборатории сборки НПО-205.

Испытания на определение собственных частот вращающегося ротора проводились на разгонно-балансировочном стенде, позволяющим производить балансировку ротора как гибкого, то есть испытания проводились на рабочих оборотах с возможностью определения динамических прогибов ротора. Динамические прогибы измерялись токовым датчиком ИП-5К.

Для определения динамических характеристик в производственных условиях разработана методика их определения дисбалансным способом, которая отличается от других способов, применяемых при опытно-конструкторских работах и доводки двигателя, тем, что динамические характеристики определяются непосредственно в технологическом процессе сборки. Также методика позволяет определять производственные погрешности сборки, как по месту их нахождения, так и по величине.

В главе 4 проводилось лабораторное подтверждение разработанной методики определения ДХ на свободной турбине двигателя РД-600. Производилось сравнение различных способов определения динамических характеристик с реальным значением собственной частоты ротора, определенной на разгонно-балансировочном стенде, для определения наиболее точного метода. На рисунке 7 представлена схема измерений и возбуждения ротора свободной турбины.

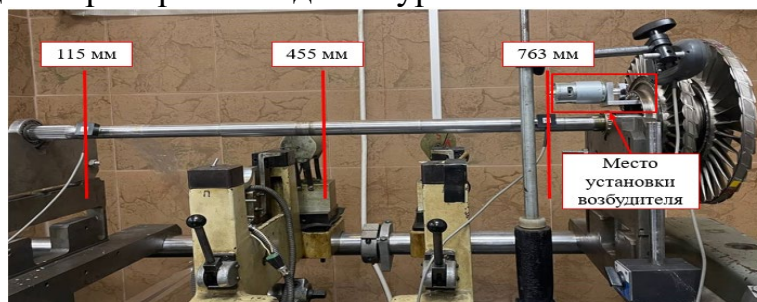


Рисунок 7 – Схема сечений, в которых проводилось измерение и возбуждение

Измерения производились в плоскостях 115 мм, 455 мм и 763 мм. Возбуждение и измерение методом удара и ЭДВ производилось в сечении 455 мм. При испытаниях с помощью ЭДВ, испытаниях в вакуумной камере (рис. 8) и дисбалансным методом измерения проводились во всех трех сечениях.

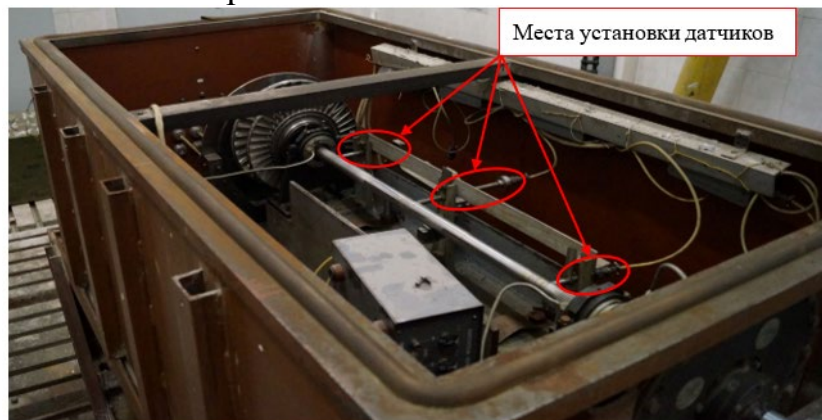


Рисунок 8 – Ротор свободной турбины установленный в вакуумной камере

При испытаниях всеми вышеперечисленными способами ротор свободной турбины находился в собственных подшипниках. Результаты измерений представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Значения собственных частот ротора свободной турбины, полученные различными методами и их отличие от частоты полученной на разгонно-балансировочном стенде

Способ определения частоты собственных колебаний	Амплитудный резонанс, об/мин	Отклонение амплитудного резонанса от разгонно-балансировочного стенд, %	Фазовый резонанс, об/мин	Отклонение фазового резонанса от испытания вращением, %
Расчетный	11744	13,9	Не определяется	Не определяется
Ударный	9960	3,5	Не определяется	Не определяется
Электродинамическое возбуждение	9070	13,5	9540	13,2
Дисбалансный	11700	12	11200	3,7

Экспериментальное определение динамических характеристик роторов ударным методом позволяет выявить амплитудный резонанс, однако результаты искажаются из-за паразитных частот и зависимости от условий закрепления. Электродинамическое возбуждение обеспечивает более точное измерение амплитудного резонанса, но точность определения фазового резонанса составляет 13,2%, и метод ограничен одноплоскостным возбуждением. Многоплоскостное электродинамическое возбуждение требует серьезной подготовки к испытаниям роторов, и в серийных условиях проблематично.

Дисбалансный метод позволяет определить истинные частоты собственных колебаний без проведения полноценных испытаний на разгонно-балансировочном стенде. Незначительные расхождения обусловлены влиянием добавленной массы и изменением жесткостных параметров. Сравнительный анализ методов, представленный на обобщённой АФЧХ (рис. 9), подтверждает практическую эффективность дисбалансного метода для оценки динамических характеристик роторов в серийном производстве.

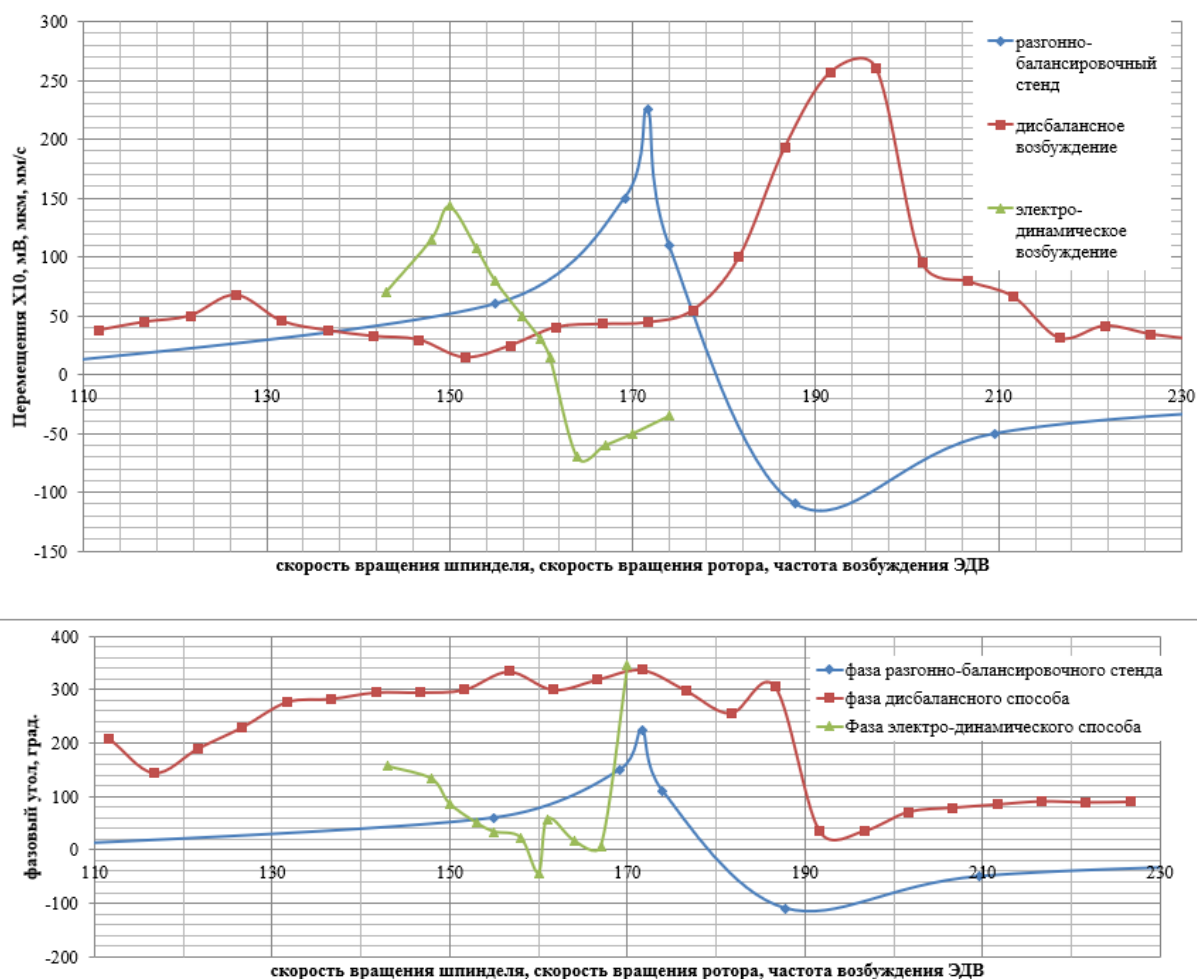


Рисунок 9 – Обобщенная АФЧХ

Для определения динамических характеристик в производственных условиях разработан и экспериментально апробирован способ, отличающийся от применяемых при опытно-конструкторских работах способов и доводки двигателя тем, что имеет наиболее высокую точность определения фазового резонанса и применим в условиях серийного производства.

В главе 5 представлена опытно-промышленная проверка эффективности разработанного способа определения производственных погрешностей сборки роторов. Проверка выполнялась на серийном роторе высокого давления в условиях сборочного цеха. Ротор устанавливался на жесткие опоры, далее производился монтаж вибровозбуждающего комплекса на ротор. На рисунке 10 представлен вибровозбуждающий комплекс, установленный на объект испытания ротор АИ-222-25.

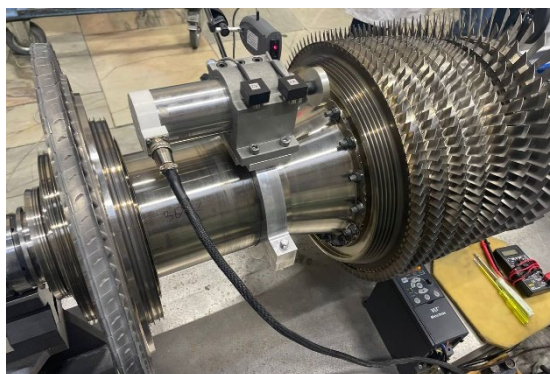


Рисунок 10 – Вибровозбуждающий комплекс, установленный на роторе АИ-222-25

В результате проведения испытаний получена АЧХ (рис. 11). На ней отмечены расчетные резонансные частоты.

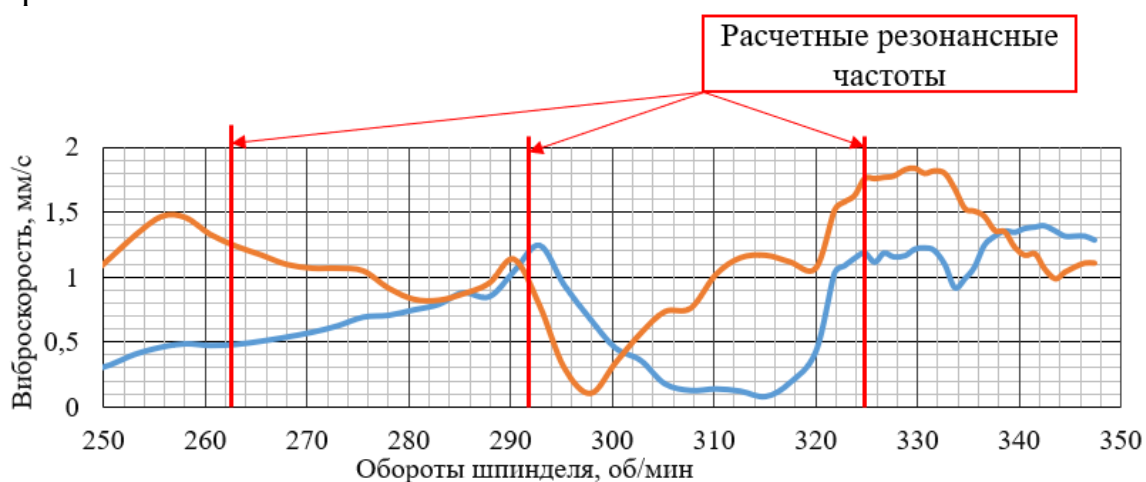


Рисунок 11 – АЧХ с наложенными расчетными частотами

В результате проведения испытаний определены динамические характеристики ротора, представленные в таблице 3.

Таблица 3 – Измеренные динамические характеристики ротора высокого давления

№ частоты собственных колебаний	Расчетные частоты без погрешностей сборки (идеальные посадки), Гц	Измеренные резонансные частоты, Гц	Вибрации в плоскостях измерения, [мм/с / градус]		
			пл. 3-й ст. РКВД	пл. ц. м. ротора	пл. заднего лабиринта РТВД
1	263	256	1,67/73	0,92/358	1,26/134
2	292	290 - 294	1,69/352	1,40/171	1,8/10
3	325	323 - 330	0,99/95	2,14/267	1,21/65

Расчетные частоты совпадают с экспериментально измеренными в пределах отклонения 2%. Так как измеренные частоты совпадают с частотами ротора, собранного без погрешностей, то есть посадки реализуют заданное усилие

запрессовки, следовательно, ротор собран с минимальными погрешностями. Форма колебаний представлена на рисунке 12.

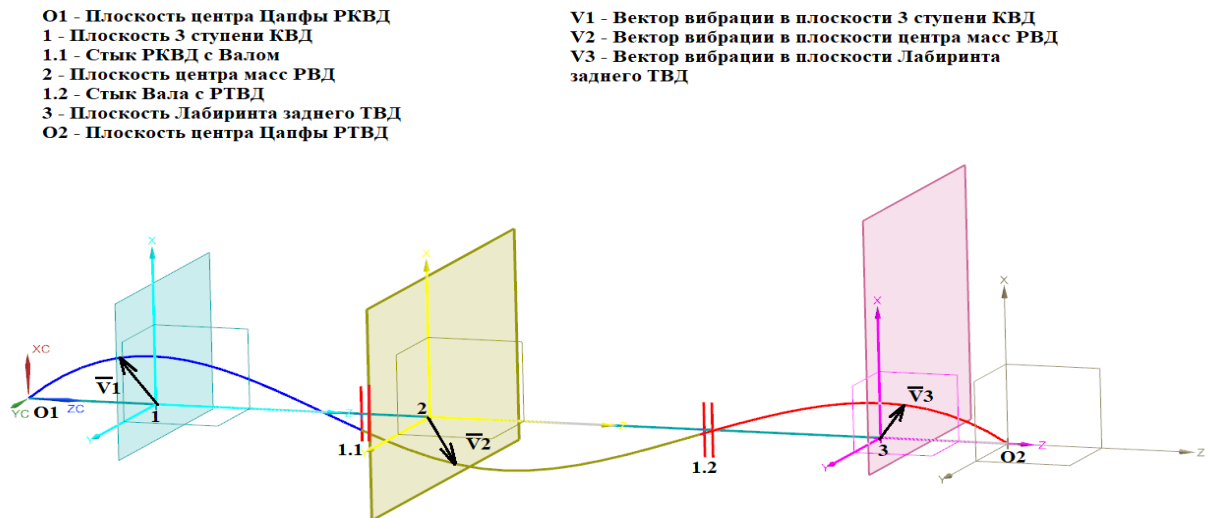


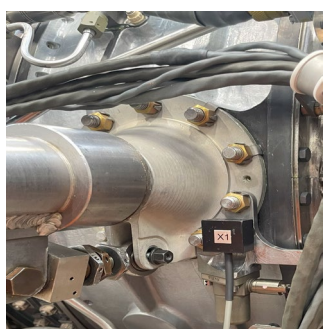
Рисунок 12 – Форма прогиба полученная на резонансном режиме

Форма прогиба получена путем отложения векторов виброскорости под измеренным углом в полярных координатах, в измеряемых сечениях на резонансной частоте. Данные о величине виброскорости откладываемых векторов получены на резонансной частоте. Анализ полученной формы прогиба позволяет определить величину угла, на который необходимо развернуть ТВД относительно КВД, чтобы уменьшить величину остаточного дисбаланса.

Также проводилось измерение динамических характеристик на собранном двигателе (рис. 13) для определения величины влияния жесткости опор. На рисунке 14 показаны места установки датчиков, а – передний подвес двигателя на кронштейне штатного датчика вибрации, б – задний подвес на штатном датчике вибрации. В составе двигателя находится тот же ротор, на котором динамические характеристики были измерены ранее.



Рисунок 13 – Двигатель в сборе на тележке с технологической оснасткой



(а)



(б)

Рисунок 14 – Расположение датчиков вибрации комплекса (а) на передней опоре РВД (опора компрессора), (б) на задней опоре РВД (опора турбины).

Таблица 4 – Измеренные динамические характеристики на двигателе в сборе

№ частоты собственных колебаний	Расчетные частоты без погрешностей сборки (идеальные посадки), Гц	Измеренная резонансная частота, Гц	Виброскорость в плоскостях измерения, мм/с/градус	
			Горизонтальная справа – передний подвес	Вертикальная внизу – задний подвес
1	263	253	0,22/58	-
2	292	271	-	0,45/73
3	325	320	0,3/153	0,39/171

Вторая частота отличается от расчетной на 7,2 %, в отличие от испытаний на роторе, где погрешность составляла 2 %. Такая разница объясняется влиянием упруго-демпферных опор, которые снижают измеренные резонансные частоты ротора.

Для того, чтобы включить определение динамических характеристик в технологический процесс сборки, предлагается технологическая схема сборки двигателя, представленная на рисунке 15.

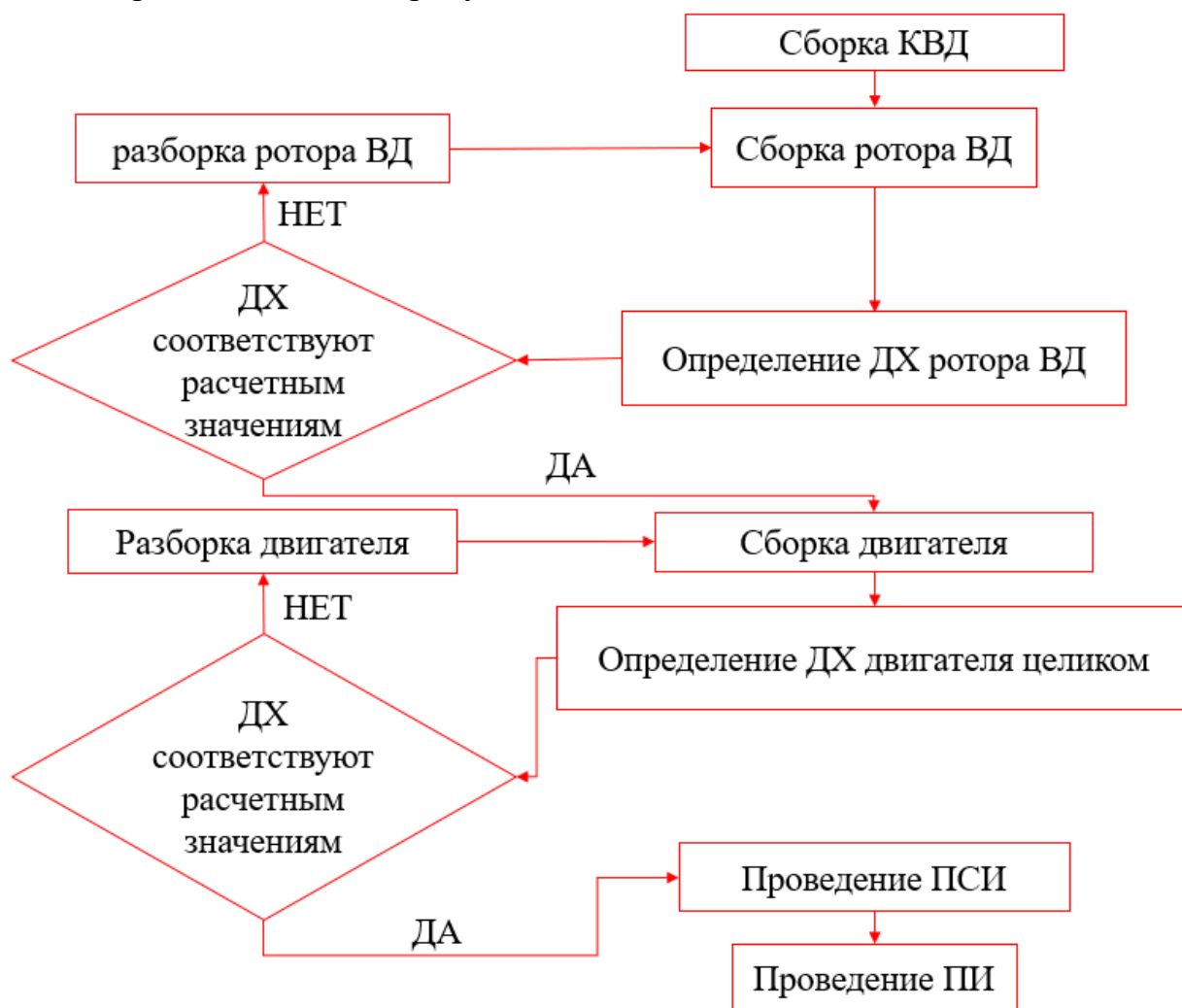


Рисунок 15 – Технологическая схема сборки после внедрения определения динамических характеристик каждого двигателя

В процессе сборки двигателя время на сборку увеличится, однако применение методики для определения ДХ роторов позволит сократить количество неудачных пусков и лишние переборки двигателя, что позволит сократить трудозатраты.

Результаты опытно-промышленной проверки показывают, что разработанный метод и средства контроля погрешностей обеспечивают снижение производственных вибраций двигателей в серийном производстве. После проведения данной работы был получен акт внедрения об использовании результатов данного исследования от предприятия ПК «САЛЮТ» АО «ОДК».

В приложении изложены результаты статистического анализа технологической операции сборки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе на примере роторов турбокомпрессоров газотурбинных двигателей, находящихся в серийном производстве, проведен комплекс экспериментальных и теоретических исследований по разработке способа уменьшения производственных погрешностей сборки роторов, обеспечивающего определение его динамических характеристик в процессе сборки, а также возникновения погрешностей, приводящих к вибрации двигателя, и способы их снижения.

1. Разработана методика математического моделирования влияния погрешностей сборки ротора на его динамические характеристики и производственные вибрации, позволяющая установить номинальные динамические характеристики «идеального» ротора, в котором отсутствуют погрешности сборки, и ротора, имеющего погрешности сборки.

2. Разработана и апробирована в производственных условиях методика определения производственных погрешностей сборки по показателям динамических характеристик (частота собственных колебаний, форма колебаний, динамический коэффициент влияния), которая показала, что фактические значения динамических характеристик серийных роторов позволяют определять погрешности их сборки. Установлено, что доминирующие погрешности ротора КВД определяются погрешностями сборки прессовых соединений, а роторов турбокомпрессоров – погрешностями сборки резьбовых соединений.

3. Для реализации разработанного способа уменьшения погрешностей сборки был создан опытный образец вибровозбуждающего измерительного комплекса, заключающийся в применении дисбалансного вибровозбудителя для возбуждения вынужденных колебаний, происходящих с рабочими частотами от допустимых остаточных дисбалансов ротора, и позволяющего определить динамические характеристики, а также установить места и значения возникающих погрешностей. Для автоматизации процессов определения динамических характеристик разработано программное обеспечение.

4. Проведен комплексный статистический и корреляционный анализ погрешностей сборки на вибрации серийных двигателей, который показал, что доминирующим фактором вибраций новых двигателей является неуравновешенность, а ремонтных двигателей – частоты собственных колебаний роторов.

5. Установлено, что для контрольного проверенного ротора погрешности сборки находятся в нестыковке ротора КВД: по проточной части снижение собственной частоты составило 4,5 %, по дискам – 10 %, а для ротора турбокомпрессора погрешности сборки находятся в нестыковке ротора компрессора и турбины, снижение собственной частоты составило 16 %.

6. Разработан способ сборки ротора авиационного газотурбинного двигателя, заключающийся в соединении деталей, и отличающийся определением его динамических характеристик непосредственно в процессе сборки, позволяющий определить место возникновения погрешностей и методы их снижения.

7. Проведена опытно-промышленная проверка разработанного способа уменьшения погрешностей сборки роторов, находящихся в серийном производстве,

и разработана технологическая схема сборки, обеспечивающая снижение производственных погрешностей при сборке роторов турбокомпрессоров газотурбинных двигателей. Величины этих погрешностей не превышают допустимые значения и, в следствие этого, вибрации данного двигателя составили 10,5 мм/с, что в 2 раза ниже средних значений в производственной практике.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи в рецензируемых научных изданиях рекомендованных ВАК и изданиях, приравненных к ним:

1. Дворяк П.А., Катанов М.А., Рыженков В.М. Вибрационное обследование газотурбинного двигателя, не прошедшего приемочные испытания из-за повышенной вибрации //Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2024. – Т. 28. – №. 2 (104). – С. 27-31.

2. Дворяк П.А. Методы, средства и результаты определения динамических характеристик роторов ВРД// НАСОСЫ. ТУРБИНЫ. СИСТЕМЫ. – 2025 – №3 (56) – С. 37-45.

3. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2023618619 Российская Федерация. Программное обеспечение для измерения частот фазовых резонансов: №2023617517: заявлено 21.04.2023: опубликовано 26.04.2023, /Дворяк П.А., Биндиман А.П., Рыженков В.М.; правообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)». – Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ.

Другие публикации:

4. Дворяк П.А. Экспериментальное определение динамических характеристик роторов ГТД в процессе сборки/Дворяк П.А.// Гагаринские чтения – 2022: Сборник тезисов работ международной молодежной научной конференции XLVIII. Москва, 12-15 апреля 2022 года Издательство «Перо» 2022.- С. 96.

5. Дворяк П.А. Повышение точности сборки роторов газотурбинных двигателей путем контроля их динамических характеристик/ П.А. Дворяк, М.А. Катанов// авиация и космонавтика тезисы 21ой международной конференции. Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет). Москва, Москва, 21–25 ноября 2022 года. – Москва: Издательство «Перо» 2022.- С. 113-114.

6. Дворяк П.А. Влияние технологических факторов на динамические характеристики роторов газотурбинных двигателей/ Дворяк П.А., Рыженков В.М.// Динамика и виброакустика машин (DVM-2022) сборник докладов шестой международной научно-технической конференции. Самара, 21–23 сентября 2022 года. – Издательство: Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева (Самара) 2022. – С 35-37.

7. Дворяк П.А. Вибрационное обследование газотурбинного двигателя не прошедшего приёмочные испытания из-за повышенной вибрации / Катанов М.А., Рыженков В.М.// Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов «Акустика среды обитания» Москва, 25–26 мая 2023 года - Издательство:

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет) (Москва) 2023. С. 108-112.

8. Дворяк П.А. Влияние технологических факторов на динамические характеристики и балансировку консольных ГТД / Дворяк П.А., Рыженков В.М., Катанов М.А.// Динамика и виброакустика машин (DVM-2024) сборник докладов седьмой международной научно-технической конференции. Самара, Самара, 04–06 сентября 2024 года – Издательство: Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева 2024. – С. 291-292.

9. Дворяк П.А. Определение собственных частот колебаний ротора малоразмерного газотурбинного двигателя: учебное пособие / Дворяк П.А., Ионов А.В.// Москва: Знание-М -2024, 2024. – 78 с.