Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

#### высшего образования

«Самарский государственный технический университет»

На правах рукописи

Дунаев Дмитрий Иванович

# СНИЖЕНИЕ АМПЛИТУД РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ВИБРАЦИОННЫХ СТЕНДАХ С АСИНХРОННЫМИ ДЕБАЛАНСНЫМИ ВИБРОДВИГАТЕЛЯМИ

Специальность 05.09.03 – Электротехнические комплексы и системы

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

> Научный руководитель: доктор технических наук, профессор Стариков А.В.

## оглавление

Вв	едение4
1	Обзор принципов построения, известных математических моделей и проблем
	электротехнических комплексов вибрационных стендов 13
1.1	Классификация вибрационных машин и области их применения 13
1.2	Известные математические модели вибрационных систем с асинхронными
	дебалансными вибродвигателями15
1.3	Обзор проблем, возникающих при пуске и торможении вибрационных
	стендов
1.4	Анализ известных методов уменьшения амплитуд резонансных колебаний
	вибрационных стендов 24
1.5	Задачи исследования
1.6	Выводы по первой главе
2	Математическая модель электротехнического комплекса вибрационного
	стола с дебалансными вибродвигателями
2.1	Определение объекта исследования
2.2	Уравнения движения вибрационного стола с дебалансными возбудителями . 30
2.3	Математическое описание асинхронного дебалансного вибродвигателя 37
2.4	Линеаризованная математическая модель и передаточная функция
	электротехнического комплекса вибростола с дебалансными
	вибродвигателями
2.5	Компьютерное моделирование электротехнического комплекса
	вибрационного стола с дебалансными вибродвигателями. Оценка
	адекватности полученной математической модели 56
2.6	Выводы по второй главе 61
3	Разработка методов уменьшения амплитуд резонансных колебаний
	вибрационного стола с асинхронными дебалансными вибродвигателями 62
3.1	Моделирование работы вибрационного стенда управляемого частотным
	преобразователем при заданном темпе разгона и торможения 62

3.2	Применение функции пропуска резонансных частот инвертора для
	уменьшения амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола 66
3.3	Коррекция статической характеристики частотного преобразователя для
	уменьшения амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола
3.4	Методика расчета координат точек свободно программируемой зависимости
	напряжения от частоты и настройка инвертора для обеспечения снижения

	амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола	83
3.5	Снижение амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола за счет	
	асинхронного запуска и торможения вибродвигателей	87

3.6 Способы снижения амплитуд резонансных колебаний в режиме аварийного торможения вибрационного стола при пропадании напряжения питания ...... 91

4	Экспериментальные исследования вибрационного стола с асинхронными	
	дебалансными вибродвигателями99	)
4.1	Экспериментальная установка для исследования работы вибрационного стола	
	с асинхронными дебалансными вибродвигателями в разных режимах	)
4.2	Расчет параметров и компьютерное моделирование экспериментальной	
	установки	)
4.3	Передаточная функция электротехнического комплекса экспериментальной	
	установки	7
4.4	Результаты натурных экспериментов 112	)
4.5	Выводы по четвертой главе119	)
Зак	лючение	)

Библиографический список..... 122

Приложения ...... 131

Приложение 1 Свидетельства о поверке измерительной части экспериментальной

#### введение

#### Актуальность работы

В настоящее время вибрационные машины и вибрационные технологии широко внедряются и активно используются во всех отраслях народного хозяйства, таких как строительство, транспорт, сельское хозяйство и медицина. Их применение позволяет оптимизировать технологический процесс, снизить материалоемкости и энергоемкости, что позволяет улучшить качество продукции и повысить производительность труда, а также способствует значительному экономическому эффекту и улучшению условий труда.

Стоит отметить, что вибрационные технологии активно внедряются и используются в научных лабораториях и комплексах. Это объяснимо тем, что к современной продукции автоматики и радиоэлектроники предъявляются жесткие требования на виброустойчивость. Также на виброустойчивость проверяется продукция, выпускаемая военно-промышленным комплексом. Она также должна отвечать выдвигаемым требованиям.

Известно, что в большинстве вибрационных стендах используется электротехнический комплекс, включающий в себя асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором, с установленной на своем валу неуравновешенной массой (дебаланс). В связи с этим такие двигатели получили свое название асинхронные дебалансные вибродвигатели (АДВД). Важным преимуществом таких стендов является их конструктивная простота. Однако, у таких стендов имеется и существенный недостаток – это резкое увеличение амплитуд колебаний (в 2 – 3 раза) в момент прохождения через зону резонанса при разгоне и торможении вибродвигателей. Большие резонансные амплитуды колебаний сокращают ресурс работы вибрационного стенда и приводят к выходу из строя вибрационную систему в целом. Также у большинства существующих вибрационных стендов, конструкция вибропривода не полностью отвечает предъявляемым требованиям по регулированию параметров колебаний рабочего органа, что снижает их производительность и технологичность.

Таким образом, исследования, направленные на разработку новых эффективных способов снижения резонансных амплитуд колебаний вибрационного стола при разгонах и торможениях вибродвигателей являются актуальной задачей.

Также актуальным является создание такой математической модели вибрационного стола, которая на этапе проектирования позволяет определить амплитуды колебаний на разных частотах питающего напряжения вибродвигателей.

#### Степень разработанности проблемы

Работа основана на исследованиях В.И. Антипова, В.К. Асташева, Н.Х. Базарова, И.И. Блехмана, И.И. Быховского, Г.В. Вишневский, К.С. Галицкова, Е.Н. Гаврилова, С.Н. Гладкова, А.А. Горбунова, В.Н. Дмитриева, Д.В. Дубовика, А.Е. Епишкина, А.М. Кац, В.О. Кононенко, Л.М. Кракиновского, Л.К. Рагульскиса, А.Г. Савченко, В.М. Шестакова, А.L. Fradkov и многих других ученых, которые занимались изучением вибрационных систем и процессов, протекающих в них.

Большинство рассмотренных исследований посвящается принципам управления в вибрационных системах амплитудой и частотой колебаний. Например, в работах Д.В. Дубовика приведены исследования работы вибрационной щековой дробилки, принцип эффективности которой основывается на снижении энергозатрат за счет стабилизации амплитуды колебаний при работе ее на околорезонансном и резонансном режиме.

В качестве примера также можно назвать работы В.И. Антипова и В.К. Асташева, в которых рассмотрен принцип возбуждения и принцип стабилизации резонансного режима. Один принцип основан на авторезонансе, а за основу второго положен оригинальный способ параметрического возбуждения колебаний механических систем, позволяющий реализовать режимы многократного комбинированного резонанса.

Однако, кроме исследований принципов управления в вибрационных системах амплитудой и частотой колебаний, в большинстве рассматриваемых рабо-

тах представлены исследования по решению проблем прохождения резонансной зоны при разгонах и торможениях устройств с вращающимися неуравновешенными валами. Многие такие устройства работают в закритической области частот, представляющей наибольший интерес для изучения вибрационной техники.

В работах В.Н. Дмитриева и Е.Н. Гаврилова описывается исследование процесса разгона и торможения с помощью подключенных в обмотку статора конденсаторов. Применение данного способа дает положительный эффект при разгоне и торможении. С помощью подключенных конденсаторов обеспечивается форсированный пуск и почти мгновенная остановка вибродвигателей, а в рабочм режиме обеспечивается компенсация реактивной мощности. Однако, этот способ имеет свой недостаток.

Стоит отметить, что во всех приведенных работах не рассмотрен вопрос математического моделирования электротехнического комплекса вибрационного стенда с дебалансными вибродвигателями в терминах передаточных функций, позволяющий на этапе проектирования вибрационной установки определить амплитуды колебаний на разных частотах питающего напряжения вибродвигателей.

На основании проведенного анализа степени разработанности проблемы, были сформулированы цель и задачи диссертационного исследования.

**Цель** диссертационной работы – разработка комплексного научнотехнического инструментария снижения амплитуд резонансных колебаний в вибрационных стендах с асинхронными дебалансными вибродвигателями.

#### Задачи диссертационного исследования:

1. Разработка математической модели электротехнического комплекса вибрационного стенда с дебалансными вибродвигателями в терминах передаточных функций, позволяющая производить корректный анализ его функционирования при различных частотах колебаний.

2. Разработка методов уменьшения амплитуд резонансных колебаний при разгонах и торможениях вибродвигателей с помощью частотного преобразователя.

3. Разработка варианта технической реализации устройства аварийного торможения вибродвигателей, позволяющий снизить амплитуды резонансных колебаний в случаях пропадания напряжения питания и сбоя в работе частотных преобразователей.

4. Проведение натурных экспериментов, с целью подтверждения адекватности теоретических исследований и разработанных методов борьбы с резонансами.

Объектом исследования является электротехнический комплекс вибрационного стола с установленными на нем двумя асинхронными дебалансными вибродвигателями.

**Предметом исследования** являются колебательные процессы возникающие при прохождении резонансной зоны вибрационного стенда в момент разгона и торможения вибродвигателей.

#### Методы решения

В работе применены методы теории электропривода, электрических машин, прикладной теории механических колебаний, преобразования Лапласа и численного моделирования в программной среде «Matlab Simulink».

#### Научная новизна

1. Разработана уточненная линеаризованная математическая модель электротехнического комплекса вибрационного стола с асинхронными дебалансными вибродвигателями в виде передаточной функции, отличающаяся возможностью определения амплитуд установившихся колебаний с малой погрешностью.

2. Разработан метод снижения амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола с асинхронными дебалансными вибродвигателями, отличающийся видом коррекции статической характеристики частотного преобразователя.

3. Разработаны методика и алгоритм расчета координат свободно программируемой зависимости напряжения от частоты инвертора, регулирующего скорость вращения роторов дебалансных вибродвигателей, отличающиеся учетом масс дебалансов и подвижной платформы, числа пар полюсов вибродвигателей и напряжения на нулевой частоте.

4. Предложен метод снижения амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола, отличающийся использованием двух частотных преобразователей, обеспечивающих асинхронный разгон и торможение дебалансных вибродвигателей.

#### Практическая значимость результатов работы

1. Разработанная линеаризованная математическая модель электротехнического комплекса вибрационного стенда с асинхронными дебалансными вибродвигателями в терминах передаточных функций, позволяет на этапе проектирования вибрационной установки определить амплитуды колебаний на разных частотах питающего напряжения вибродвигателей.

2. Разработанные методы воздействия на электротехнический комплекс вибрационного стола позволяют снизить амплитуды резонансных колебаний, что благоприятно сказывается на работу упругих элементов вибрационной системы.

3. Предложенный вариант технической реализации симисторноконденсаторного устройства, позволяет снизить амплитуды резонансных колебаний при аварийном торможении вибродвигателей в случаях пропадания напряжения питания и сбоя в работе частотных преобразователей.

Достоверность полученных результатов подтверждается хорошим совпадением расчетов с данными натурных экспериментов.

#### Реализация результатов работы

Основные результаты диссертационной работы внедрены в практику при проведении модернизации испытательного оборудования на базе научноисследовательского испытательного комплекса (НИИК) ФГУП «РФЯЦ-ВНИИЭФ» (г. Саров), что подтверждается актом внедрения.

#### Апробация работы

Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на VIII Международной (XIX Всероссийской) конференции по автоматизированному электроприводу «АЭП-2014» (г. Саранск, 2014), 48-й научнотехнической конференции «Вузовская наука в современных условиях» (г. Улья-

новск, 2014) и Международной научной конференции «FarEastCon» (г. Владивосток, 2020).

#### Публикации

По теме диссертационной работы было опубликовано 8 печатных работ, общий объем которых составляет 3,25 п.л. Из них 4 статьи в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях из перечня ВАК РФ, 1 статья, индексируемая в международных базах цитирования Scopus и получен 1 патент на изобретение.

**Личный вклад автора** состоит в разработке методов снижения амплитуд резонансных колебаний за счет коррекции статической характеристики частотного преобразователя и асинхронного пуска вибродвигателей, определении передаточной функции электротехнического комплекса вибрационного стола с асинхронными дебалансными вибродвигателями, разработке расчетных моделей, проведении вычислительных и натурных экспериментов.

#### На защиту выносятся:

1. Уточненные математические модели электротехнического комплекса вибрационного стола, оснащенного двумя асинхронными дебалансными вибродвигателями.

2. Методы снижения амплитуд резонансных колебаний в вибрационных стендах с асинхронными дебалансными вибродвигателями.

3. Методика и алгоритм расчета координат свободно программируемой зависимости напряжения от частоты инвертора, регулирующего скорость вращения вибродвигателей.

4. Расчетные модели электротехнического комплекса и результаты полученных вычислительных и натурных экспериментов по исследованию работы вибрационного стенда с асинхронными дебалансными вибродвигателями в разных режимах.

#### Структура и объем работы

Диссертационная работа включает: введение, четыре главы, заключение, библиографический список и приложения. Основная часть работы представлена на 121 странице машинописного текста, иллюстрирована 65 рисунками и 13 таблицами. Библиографический список включает 82 наименования на 9 страницах.

#### Содержание работы

Во введении представлено аргументирование актуальности задачи снижения амплитуд резонансных колебаний вибрационного стенда, оснащенного двумя дебалансными асинхронными вибродвигателями, а также сформулирована цель и задачи проводимого исследования. Была подчеркнута научная новизна и отмечена практическая значимость диссертационной работы.

В первой главе проведена классификация вибрационных машин и определены области их применения. Рассмотрены известные математические модели вибрационных систем и отмечены их три основных элемента: колебательная система, вибропривод и нагрузка. Определено, что все три элемента взаимодействуют друг с другом и для получения достоверных результатов расчета должны рассматриваться как единая система. Выявлен основной недостаток вибрационных стендов. Рассмотрены известные методы по уменьшению резонансных амплитуд колебаний, проведен их анализ и определены их недостатки.

Во второй главе определен объект исследования, произведено математическое описание вибрационного стенда, которое включает в себя вертикально направленные колебания, создаваемые двумя дебалансными асинхронными вибродвигателями. Разработана структурная схема электротехнического комплекса вибрационного стола с дебалансными вибродвигателями и разработана ее нелинейная расчетная модель. Рассмотрена нелинейная математическая модель асинхронного вибродвигателя, произведена ее линеаризация и определена передаточная функция вибродвигателя при скалярном частотном управлении. Произведена линеаризация математической модели электротехнического комплекса вибрационного стола с дебалансными вибродвигателями и найдена его передаточная функция. Проведено компьютерное моделирование, позволяющее сделать вывод, что полученная передаточная функция электротехнического комплекса вибрационного стола с дебалансными вибродвигателями адекватна реальным процессам. Показано, что полученная передаточная функция может быть использована для определения амплитуд установившихся колебаний на этапе проектирования вибрационного стенда с асинхронными дебалансными вибродвигателями.

В третьей главе проведено компьютерное моделирование электротехнического комплекса вибрационного стола при вариации задаваемого темпа разгона и торможения вибродвигателей, а также изменении массы вибрационного стола с учетом установки испытуемого изделия. Построены графики колебаний вибрационного стола и определены максимальные амплитуды колебаний при прохождении резонансной частоты в момент разгона и торможения вибродвигателей. Анализ полученных результатов позволил сделать вывод, что резонансные явления существенно увеличивают амплитуды колебаний до 2,7 раз, снижая ресурс работы упругих элементов. Проведено моделирование работы вибрационного стола при использовании функции пропуска резонансной частоты в инверторе и показано, что такой подход незначительно влияет на амплитуды резонансных колебаний. Предложен метод снижения амплитуд резонансных колебаний за счет коррекции статической характеристики частотного преобразователя, связывающей напряжение с частотой. Методом компьютерного моделирования доказано, что такой метод позволяет снизить амплитуды резонансных колебаний вибрационного стола в 1,3 раза. Разработана методика и алгоритм расчета координат свободно программируемой зависимости напряжения от частоты инвертора, регулирующего скорость вращения вибродвигателей. Предложен метод снижения резонансных колебаний вибрационного стола за счет использования двух частотных преобразователей, обеспечивающих асинхронный разгон и торможение дебалансных вибродвигателей. Показано, что применение такого метода позволяет снизить амплитуды резонансных колебаний вибрационного стола в 2,18 раза. Разработаны варианты технической реализации конденсаторного и симисторно-конденсаторного устройств, позволяющий снизить на 13,5% амплитуды резонансных колебаний вибрациинного стенда при аварийном торможении вибродвигателей в случаях пропадания напряжения питания или сбоя в работе частотных преобразователей

**В четвертой главе** описана экспериментальная установка, предназначенная для исследования амплитуд колебаний вибрационного стола при различных режимах управления скоростью вибродвигателей с помощью частотного преобразователя. Произведен расчет параметров и осуществлено компьютерное моделиро-

вание экспериментальной установки. Представлены результаты натурных экспериментов и их сравнение с результатами компьютерного моделирования. Показано, что полученная во второй главе передаточная функция электротехнического комплекса вибрационого стола с асинхронными дебалансными вибродвигателями адекватна реальным процессам и позволяет определить амплитуду установившихся колебаний с погрешностью, не превышающей 2%. Проведена техническая реализация метода уменьшения амплитуд колебаний вибрационного стола за счет коррекции статической характеристики частотного преобразователя. Результаты натурных экспериментов показали эффективность этого метода, который позволил снизить амплитуды резонансных колебаний в 1,4 раза.

**В заключении** сформулированы основные результаты работы, приведены рекомендации по их применению и представлены перспективы дальнейшей разработки темы.

# 1 ОБЗОР ПРИНЦИПОВ ПОСТРОЕНИЯ, ИЗВЕСТНЫХ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ И ПРОБЛЕМ ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ ВИБРАЦИОННЫХ СТЕНДОВ

#### 1.1 Классификация вибрационных машин и области их применения

Вибрационные машины в силу своей универсальности и других неоспоримых преимуществ находят все большее применение в технологических процессах всех отраслей деятельности человека, поэтому они по праву считаются техникой будущего [1 – 12].

За последние десятилетия вибрационные машины активно вошли в сформировавшуюся область вибрационной техники, в которой вибрация выполняет полезные функции. К вибрационной технике относят: вибрационные стенды, вибрационные устройства, приборы и инструменты, аппаратуру и устройства для измерения и контроля вибрации и управления ею, а также устройства для предотвращения, подавления, гашения и изоляции вредной (резонансной) вибрации.

Вибрационная машина – это машина, рабочему органу которой сообщается колебательное движение необходимое для осуществления или интенсификации выполняемого процесса [4].

Вибрационные машины классифицируются по типу привода (механические, электрические, гидравлические и т.д.), по типу преобразования подводимой энергии в энергию механических колебаний (центробежные или дебалансные, электродинамические и т.д.), по спектральному составу возбуждаемой вибрации, по форме траекторий точек рабочего органа, по наличию ударов, по соотношению частоты вынужденных колебаний и собственных частот (дорезонансные, зарезонансные, резонансные, околорезонансные и межрезонансные) [13].

Приведенные выше направления классификации мало затрагивают конструктивные и эксплуатационные свойства вибрационных машин. Конструктивные и эксплуатационные свойства вибрационных машин лучше учитывать при классификационной детализации или при классификации вибрационных машин определенных типов. Например, во многих отраслях наибольшее распространение в технологических целях получили вибрационные машины с дебалансными вибровозбудителями, благодаря своей простоте конструкции и низкой стоимости.

В качестве примера использования вибрационных машин с дебалансными вибровозбудителями в строительной и строительно-дорожной индустрии можно привести виброплощадки, необходимые для формирования железобетонных изделий и при поверхностном уплотнении бетона. Также примером могут служить вибропогружатели для глубинного уплотнения бетона или погружения свай и виброкатки для уплотнения грунта и асфальта [10, 11].

В горнодобывающей и перерабатывающей промышленности при добыче и обработке полезных ископаемых активно применяются вибрационные щековые дробилки [12].

В металлургии при помощи вибрационных машин совершают уплотнение литейных форм, а также производят перемешивание расплавленного металла, виброобкатку, рубку и обработку ударами. В машиностроении же с помощью вибрационных транспортирующих машин осуществляется транспортировка, ориентирование и подача заготовок и деталей [2, 9].

В нефтегазодобывающей промышленности при проведении сейсморазведки активно применяют вибрационный способ воздействия на геологическую среду с помощью мобильных поверхностных вибрационных сейсмоисточников [14]. Такой способ показал свою большую эффективность, экономичность и экологическую безопасность по сравнению с ранее используемым способом – импульсного воздействия взрывом.

В настоящее время активно применяется метод проверки зданий и сооружений на сейсмическую устойчивость с помощью вибрационных установок. Данный способ является наиболее экономически приемлемым и технологически эффективным среди известных способов виброиспытаний зданий и сооружений на прочность благодаря своим преимуществам: значительной простоте и управляемости при проведении виброиспытаний, возможности проведения повторных экспериментов при изменённых условиях. Полученные материалы эксперимен-

тальных испытаний применяются для разработки новых методов расчёта зданий и сооружений, а также уточнения существующих расчетов. Кроме того, проведение виброиспытаний физических моделей зданий и сооружений, позволят выявить их слабые узлы и узлы с большим запасом прочности [15].

Кроме перечисленных выше примеров, вибрационные технологии и вибрационные машины широко применяются в таких областях как медицина (вибромассаж, вибростимуляция), сельское хозяйство (виброизмельчение, виброразделение), химическая и биологическая промышленность, а также научно – испытательной отрасли (вибрационные испытательные стенды, вибрационные установки и станции) [16 – 18].

Таким образом, вибрационные машины в настоящее время широко внедряются и используются в современных технологических процессах.

## 1.2 Известные математические модели вибрационных систем с асинхронными дебалансными вибродвигателями

При проведении математических расчетов вибрационных систем имеют дело с комплексом, который включает в себя «колебательную систему (вибрационную платформу), вибрационный привод и нагрузку». Все эти элементы комплекса взаимодействуют друг с другом и для получения точных результатов при проведении расчетов необходимо рассматривать вибрационную систему в целом. В настоящем параграфе рассмотрены некоторые известные математические модели таких систем.

Известна математическая модель [19], которая описывает виброплощадку с двухдвигательным дебалансным вибровозбудителем для уплотнения бетонной смеси [20] (рисунок 1.1).



Рисунок 1.1 – Виброплощадка с двухдвигательным дебалансным вибровозбудителем

На рисунке 1.2 представлена ее расчётная схема, которая включает в себя вибрационный стол массой  $m_2$ . Также на схеме представлены коэффициенты  $C_2$  и  $\mathcal{A}_2$ , обозначающие жесткость и демпфирование опор вибрационного стола соответственно [19]. Бетонная смесь представлена в виде массы  $m_{\tilde{o}}$  и приведенными коэффициентами жесткости  $C_{\tilde{o}}$  и демпфирования  $\mathcal{A}_{\tilde{o}}$ . Дебалансы представлены массами  $m'_1$  и  $m''_1$  с эксцентриситетами  $r_1$  и  $r_2$  соответственно. Дебалансы имеют возможность автоматического изменения величины относительного угла  $\Delta \varphi_A$ между ними.



Рисунок 1.2 – Расчетная схема виброплощадки с бетонной смесью

Расчетная схема виброплощадки, описывается системой уравнений Лангранжа [19]:

$$\begin{split} m\ddot{y} - m_{1}'r_{1}(\ddot{\varphi}_{1}\sin\varphi_{1} + \dot{\varphi}_{1}^{2}\cos\varphi_{1}) - m_{1}''r_{2}(\ddot{\varphi}_{2}\sin\varphi_{2} + \dot{\varphi}_{2}^{2}\cos\varphi_{2}) = \\ = -C_{2}y - \mathcal{A}_{2}y - C_{\delta}y_{\delta} - \mathcal{A}_{\delta}\dot{y}_{\delta}; \\ J_{\Sigma\mathcal{AB}1}\ddot{\varphi}_{1} - m_{1}'r_{1}\ddot{y}\sin\varphi_{1} = M_{\mathcal{AB}1}; \\ J_{\Sigma\mathcal{AB}2}\ddot{\varphi}_{2} - m_{1}''r_{2}\ddot{y}\sin\varphi_{2} = M_{\mathcal{AB}2}; \\ m_{\delta}\ddot{y}_{2} = -C_{\delta}y_{\delta} - \mathcal{A}_{\delta}\dot{y}_{\delta}. \end{split}$$
(1.1)

где  $m = m_2 + m_6$  – полная колеблющаяся масса;  $J_{\Sigma AB1} = J_{AB1} + m_1' r_1^2$ ,  $J_{\Sigma AB2} = J_{AB2} + m_1'' r_2^2$ ;  $J_{AB1}$  и  $J_{AB2}$  – моменты инерции роторов двигателей;  $M_{AB1}$  и  $M_{AB2}$  – электромагнитные моменты исполнительных асинхронных двигателей.

Следует отметь, что первое уравнение системы (1.1) можно представить в виде:

$$F_{B} = m\ddot{y} + C_{2}y + A_{2}y + C_{6}y_{6} + A_{6}\dot{y}_{6}, \qquad (1.2)$$

где  $F_B$  – возмущающая сила, обусловленная действием двухдвигательного вибровозбудителя,  $F_B = m_1' r_1(\ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1) + m_1'' r_2(\ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2)$ , или

$$F_B = F_{B1} + F_{B2}, (1.3)$$

Ускорение перемещения виброплощадки оредедяется в виде:

$$\ddot{y} = \frac{1}{m} (F_B - C_2 y - \mathcal{A}_2 y - C_\delta y_\delta - \mathcal{A}_\delta \dot{y}_\delta).$$
(1.4)

Уравнение перемещения бетонной смеси после ряда преобразований, представленных в работе [19], выглядит следующим образом:

$$y_{\delta}(p) = \frac{m_{\delta}}{C_{\delta}} p^{2} \frac{1}{\frac{m_{\delta}}{C_{\delta}} p^{2} + \frac{\overline{A}_{\delta}}{C_{\delta}} p + 1} y(p).$$
(1.5)

На основании второго и третьего уравнения системы (1.1), а также формул (1.3) – (1.5) в работе [19] была построена компьютерная модель вибрационной системы.

Модель не учитывает потенциальную энергию дебалансов, что является ее недостатком.

Принципиально отличается математическая модель в работе [21], в которой проведено исследование вибрационной транспортирующей машины (ВТМ). Расчетная схема математической модели ВТМ представлена на рисунке 1.3.



Рисунок 1.3 – Общий вид вибрационной транспортирующей установки

Расчетная схема описывается системами уравнений, которые получены методом электромеханических аналогий [21, 22]:

$$m\frac{d^{2}x}{dt^{2}} + b_{x}\frac{dx}{dt} + k_{x}x = m_{01}R_{1}\omega_{1}^{2}\sin(\alpha + \beta)\sin(\omega_{1}t) + m_{02}R_{2}\omega_{2}^{2}\sin(\alpha + \beta)\sin(\omega_{2}t) + F;$$

$$m\frac{d^{2}y}{dt^{2}} + b_{y}\frac{dy}{dt} + k_{y}y = m_{01}R_{1}\omega_{1}^{2}\sin(\alpha + \beta)\sin(\omega_{1}t) + m_{02}R_{2}\omega_{2}^{2}\sin(\alpha + \beta)\sin(\omega_{2}t) + N;$$

$$J_{1}\frac{d\omega_{1}}{dt} = M_{\mathcal{M}1} - M_{\mathcal{B}\mathcal{M}\mathcal{E}\mathcal{P}1} - m_{01}R_{1}g\sin(\omega_{1}t) - M_{\mathcal{M}\mathcal{E}\mathcal{X}1};$$

$$J_{2}\frac{d\omega_{2}}{dt} = M_{\mathcal{M}2} - M_{\mathcal{B}\mathcal{M}\mathcal{E}\mathcal{P}2} - m_{02}R_{2}g\sin(\omega_{2}t) - M_{\mathcal{M}\mathcal{E}\mathcal{X}2},$$

$$(1.6)$$

Следует отметить, что в работе [21] согласно первому и второму уравнению описывается движение вибрационной платформы по второму закону Ньютона, а третье и четвертое – равновесие моментов на валу первого и второго вибродвигателя.

В работе [21] проведены исследования по снижению резонансных амплитуд колебаний вибрационной платформы ВТМ при прохождении зоны резонанса в момент разгона и торможения вибродвигателей, что приводит к повышению надежности ВТМ. Отличительной особенностью рассматриваемой математиче-

ской модели ВТМ, при принятых допущениях [23], является учет емкостей конденсаторов подключаемых в цепь статора.

Однако, существенным недостатком этой математической модели является то, что она не учитывает изменение частоты и амплитуды напряжения на обмотках вибродвигателей при регулировании скорости.

Существует также математическая модель (рисунок 1.4) вибрационной щековой дробилки (ВЩД) с электроприводом несимметричного инерционного вибровозбуждения [24], при составлении которой, был принят ряд допущений [25 – 28].



Рисунок 1.4 – Расчетная схема ВЩД

Расчетная схема ВЩД, описывается системой уравнений Лангранжа [24]:

$$(m_{1} + m_{2})\ddot{x} + \mu_{1}\dot{x} + cx = m_{2}r(\dot{\varphi}^{2}\sin\varphi - \ddot{\varphi}\cos\varphi) = F_{x};$$

$$(J_{1} + J_{2} + m_{2}r^{2})\ddot{\varphi} + m_{2}r(\ddot{x}\cos\varphi + g\sin\varphi) = M_{\mathcal{H}}; npu \ \dot{x} \ge 0$$

$$(m_{1} + m_{2})\ddot{x} + \mu_{2}\dot{x} + cx = m_{2}r(\dot{\varphi}^{2}\sin\varphi - \ddot{\varphi}\cos\varphi) = F_{x};$$

$$(J_{1} + J_{2} + m_{2}r^{2})\ddot{\varphi} + m_{2}r(\ddot{x}\cos\varphi + g\sin\varphi) = 0, npu \ \dot{x} \le 0$$

$$(1.7)$$

В работе [24] автором отмечено, что система (1.7) может быть отнесена к системам с переменной структурой, в которой изменяется структура при  $\dot{x} \ge 0$  (определяющая рабочий ход) и при  $\dot{x} \le 0$  (определяющая холостой ход). При этом автором также отмечено, что уравнения обуславливают несимметричное перемещение дробящей щеки и несимметричную нагрузку, создаваемую эквивалентным коэффициентом вязкого трения  $\mu_1$  на рабочем ходу и  $\mu_2$  на холостом ходу за период работы внешних сил [28].

В работе [24] ВЩД работает от асинхронного электропривода с векторным регулированием момента.

Недостаток всех рассмотренных выше моделей заключается в отсутствии передаточных функций вибростола как объекта управления, что затрудняет синтез системы управления электротехническим комплексом виброустановки.

## 1.3 Обзор проблем, возникающих при пуске и торможении вибрационных стендов

Одними из серийных видов механических стендов являются вибрационные стенды инерционного действия. Создание вынуждающей силы в таких стендах осуществляется от работы вибродвигателей [29]. Преимуществами таких стендов является конструктивная простота и малая себестоимость. Однако, их существенный недостаток это резко возрастающие резонансные амплитуды (в 2 – 3 раза), которые появляются при прохождении зоны резонанса при разгоне и торможении вибродвигателей [30].

Причиной этого недостатка, в большей степени, является несовершенство приводного механизма вибродвигателей с жестко закрепленными на валу дебалансами. Рассмотрим указанный недостаток подробнее.

На рисунке 1.5 приведен момент сопротивления  $M_{cp}$  зарезонансных вибрационных стендов в зависимости от частоты вращения вибродвигателя  $M_{cp} = f(\omega)$ . На этой же кривой обозначен участок *adb*, на котором имеется точка максимального значения  $M_{cp}$ . Этой точке соответствует резонансная область работы вибрационного стенда.

Также на рисунке 1.5 представлены механические характеристики асинхронного двигателя  $M_{A\!\mathcal{I}} = f(\omega)$  при номинальном напряжении питания  $U_{_{H}}$  и при меньших значениях напряжения ( $U_2 < U_1 < U_{_{H}}$ ) [31].



Рисунок 1.5 – Механическая характеристика вибрационного стенда и асинхронного двигателя

Анализ представленных процессов показывает, что при запуске вибрационного стенда пиковому значению  $M_{cn}$  (участок *adb*, рисунок 1.5) соответствует резонансный режим, который возникает при медленном изменении угловой скорости вала.

С повышением темпа изменения частоты колебаний, например, при форсированном пуске вибродвигателей вибрационная платформа стенда не раскачивается до пиковых значений амплитуд (участок *acd* или *aeb*, рисунок 1.5) [32].

В современных условиях эксплуатации вибрационных стендов возможно такое сочетание обстоятельств, при которых запуск вибродвигателей проводится от электрической сети при сниженном напряжении питания от трансформаторов малой мощности. Такое явление характерно, в большинстве случаев, малым строительным площадкам. Зачастую работа вибродвигателей В повторнократковременном режиме оказываются соизмерима с мощностью трансформаторов, что приводит при разгоне вибродвигателей к «застреванию» в промежуточной частоте пусковой зоны, которая соответствует резонансной области. Дальнейшее повышение напряжения до номинального значения, не позволяет преодолеть возросшее значение  $M_c$ . Это влечет за собой увеличение тока в обмотках статора и опасностью их перегрева. Явление «застревания» характеризует одно из проявлений эффекта Зоммерфельда [33, 34].

Возрастанию пиковых значений  $M_{cp}$  также может способствовать как трения в подшипниках вибродвигателей, так и изменяемая нагрузка по величине и характеру, что зачастую встречается на практике [35].

Также к недостатку можно отнести тот факт, что в большинстве случаев на практике применяются вибродвигатели со значительным резервом мощности, что ведет к их недоиспользованию при установившихся режимах работы [36, 37]. Кроме того, это ведет к ухудшению энергетических показателей – снижению к.п.д. и коэффициента мощности  $\cos \varphi$ . Низкий коэффициент мощности может привести к увеличению потерь электроэнергии на нагрев обмоток вибродвигателей, что связано с увеличением тока в обмотках. Также применение мощных вибродвигателей приводит к увеличению потерь напряжения, что вызывает необходимость увеличения кабельных линий [38, 39].

Значительно опасными для зарезонасных вибрационных стендов являются резонансные амплитуды, возникающие при остановке вибродвигателей выбегом [40 – 42]. Резонансные амплитуды колебаний при выбеге значительно превышают аналогичные амплитуды колебаний в момент запуска за счет того, что энергия вращательного движения вала с дебалансом переходит в энергию поступательных движений вибрационной платформы. Чем длительней процесс выбега, тем максимальнее амплитуды колебаний.

### 1.4 Анализ известных методов уменьшения амплитуд резонансных колебаний вибрационных стендов

В соответствии с проведенным в параграфе 1.3 обзором проблем, возникающих при пуске и торможении вибродвигателей, были определены основные пути их решения.

В научно-технической литературе известны некоторые способы снижения амплитуд резонансных колебаний, представленные в работах [35, 36, 43 – 51]. Рассмотрим некоторые из них более подробно.

В работах [46 – 48] для снижения максимальных резонансных амплитуд колебаний при разгоне приводного электродвигателя предлагается использовать режим «двойного пуска». Суть такого способа пуска, например, в работе [48] состоит в том, что после включения электродвигателя и по достижению валом угловой скорости вращения, электродвигатель обесточивают. По истечению небольшой паузы, за которую угловая скорость вращения вала преодолевает значение, которому соответствует резонанс, проводится повторное включение приводного электродвигателя. Однако, недостаток данного способа то, что для его осуществления достаточно трудно установить время, которое ограничивает опасный период переходных процессов при разгоне и торможении приводного электродвигателя. Известно, что для каждой колебательной системы необходимо достаточно точно (до 0,01 с) определить время отключения и повторного включения электродвигателя, которое зависит от параметров колебательной системы. Также известен «универсальный» метод пуска дебалансных вибродвигателей [43], который в настоящее время часто применяется на практике и заключается в использовании двигателей со значительным резервом мощности, что позволяет обеспечить форсированный запуск вибродвигателей и тем самым уменьшить амплитуду резонансных колебаний. Несмотря на положительный эффект при пуске, у настоящего метода есть и серьезные недостатки [36 – 39].

В работе [49] описан способ пуска вибрационной машины с двумя самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями, которые установлены на мягко амортизированном несущем теле. Данный способ осуществляется за счет поочередного пуска вибровозбудителей. Сначала включают один вибровозбудитель и после выхода его на установившийся зарезонансный режим вращения, включают второй вибровозбудитель. По достижению установившегося зарезонансного режима синхронного вращения вибровозбудителей, второй вибровозбудитель обесточивают, при этом его вал с установленным дебалансом продолжает вращаться, что объясняется явлением вибрационного поддержания или эффектом самосинхронизации. Данный способ пуска вибровозбудителей снизить амплитуду резонансных колебаний вибрационной платформы и, как следствие, уменьшаются динамические нагрузки на конструкцию вибрационной машины. Также данный способ позволяет уменьшить установленную мощность электропривода и пусковой ток в цепи электропитания.

Одним из перспективных способов пуска дебалансных вибровозбудителей является применение таких вибровозбудителей, у которых происходит автоматическое регулирование статического момента дебалансов [50, 52 – 56]. При таком способе происходит снижение затрат мощности за счет ускоренного разгона вибровозбудителя (практически вхолостую), а также за счет отсутствия пиковых моментов сопротивления резонансной частоты вибрационного стенда из-за форсированного прохождения зоны резонанса. Включение дебалансных масс при разгоне происходит по достижению валом угловой скорости вращения, а отключение – до наступления резонанса, что позволяет устранить недопустимые резонансные раскачки вибрационной платформы.

Одним из известных способов торможения электродвигателей является способ кратковременного противовключения. Однако, такой способ сопровождается значительными токовыми перегрузками электродвигателей [44, 45].

В современной научно-технической литературе описывается множество методов разгона и торможения дебалансных вибродвигателей, в которых применяются статические конденсаторы [30, 35, 42, 57 – 59]. Суть таких методов заключается в том, что для увеличения пускового момента вибродвигателей и повышения коэффициента мощности применяются параллельно или последовательно подключенные в обмотку статора конденсаторы. После проведенного пуска конденсаторы могут применяться в качестве устройств компенсации реактивной мощности электросети, а также элементов обеспечивающих конденсаторное торможение вибродвигателей.

Проведенный анализ показывает, что существует достаточно большое и разнообразное количество методов описывающие возможности уменьшения амплитуд резонансных колебаний. Однако, все они имеют те или иные недостатки. Прежде всего, виброустановки, а именно вибростолы с дебалансными вибровозбудителями с номинальной нагрузкой 250 кг, должны обеспечивать большой диапазон частот колебаний от 5 до 80 Гц [60]. В связи с этим вибростолы должны оснащаться частотными преобразователями, которые позволяют регулировать частоту колебаний. Поэтому, разработка новых эффективных методов борьбы с резонансными амплитудами при разгонах и торможениях вибродвигателей с помощью частотного преобразователя является актуальной задачей.

#### 1.5 Задачи исследования

Анализ известных математических моделей и проблем электротехнических комплексов вибрационных стендов позволил сформулировать задачи диссертационного исследования:

1. Разработать математическую модель электротехнического комплекса вибрационного стенда с дебалансными вибродвигателями в терминах передаточ-

ных функций, позволяющую производить корректный анализ его функционирования при различных частотах колебаний.

2. Разработать методы снижения амплитуд резонансных колебаний при разгонах и торможениях вибродвигателей с помощью частотного преобразователя.

3. Разработать вариант технической реализации устройства аварийного торможения вибродвигателей, позволяющий снизить амплитуды резонансных колебаний.

4. Провести натурные эксперименты, с целью подтверждения адекватности теоретических исследований и разработанных методов борьбы с резонансами.

#### 1.6 Выводы по первой главе

1. Рассмотрена классификация вибрационных машин и определены их области применения. Отмечено, что вибрационные технологии в настоящее время широко внедрены и продолжают внедрятся в современные технологические процессы.

2. Проведен обзор известных математических моделей вибрационных систем с асинхронными дебалансными вибродвигателями и выделены три основных элемента: колебательная система, вибропривод, нагрузка. Установлено, что для получения точных и достоверных результатов расчета, необходимо рассматривать вибрационную систему в целом.

3. Выявлен основной недостаток вибрационных стендов – резкое увеличение амплитуд резонансных колебаний при разгонах и торможениях, что сказывается на ресурсе работы как вибрационного стенда в целом, так и его конструктивных элементов.

4. Проведен анализ известных методов уменьшения амплитуд резонансных колебаний и определены их недостатки.

5. Сформулированы задачи диссертационного исследования.

## 2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА ВИБРАЦИОННОГО СТОЛА С ДЕБАЛАНСНЫМИ ВИБРОДВИГАТЕЛЯМИ

#### 2.1 Определение объекта исследования

При проектировании вибрационных систем, ставится задача на проведение их расчета и исследований в комплексе всей системы в целом, а также следует учитывать большое число разнообразных требований, предъявляемых к данной технике современными отраслями. Одними из существенных являются следующие:

– реализация рабочих режимов должна быть близкой к оптимальным;

- простота и удобство в эксплуатации;

- высокая эксплуатационная надежность;

– минимальная энергоемкость, соответствие оборудования современным санитарно-гигиеническим требованиям;

 – легкое внедрение в существующие и вновь создаваемые технологические линии.

Самым перспективным вибродвигателем в вибрационных механических стендах является АДВД, который представляет собой асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором, на выходном валу которого установлен дебаланс.

Рассмотрим схему вибрационного стенда (рисунок 2.1) с двумя АДВД. Она включает в себя: вибрационную платформу 1, посредством упругих элементов (пружин) 3, опирающуюся на основание 2. К нижней части платформы, с одина-ковыми по массе дебалансами, жестко крепятся два одинаковых по мощности вибродвигателя 4.



Рисунок 2.1 – Вибрационный стенд с двумя дебалансными вибровозбудителями

В диссертационной работе рассматриваются динамические режимы вибрационного стенда, а именно вибрационной платформы, совершающего вертикально направленные гармонические колебания. За объект исследования принимается вибрационный стол с установленными на нем двумя АДВД, который описывается в виде колебательного звена с ярко выраженной резонансной частотой, возникающей при переходных процессах в моменты разгона и торможения вибродвигателей.

В качестве выходных управляемых координат принимаем вертикальные перемещения у вибрационной платформы (которые характеризуются частотой  $\omega$  и амплитудой А колебаний), а управляющими воздействиями – частоты  $f_1$  и  $f_2$  напряжений, подаваемых на статорные обмотки двух АДВД.

В работах [61, 62] установлено, что наиболее эффективный электропривод вибродвигателей это частотно-управляющий. При этом особый интерес представляет электротехнический комплекс, состоящий из двух и более вибродвигателей. Использование такого электропривода, позволяет получить различные траектории

движения вибрационного стола, а также расширить функционал вибрационных стендов.

Известно множество работ [33, 41, 63 – 69] по исследованию вибрационных систем. В них рассматривается как физика протекающих процессов, так и влияние характера вибровоздействий.

Принимая во внимание, что целью работы является разработка нового решения по усовершенствованию асинхронного дебалансного вибрационного электропривода, используемого в качестве возмущающего воздействия на вибрационном стенде, которое позволит обеспечить снижение резонансных амплитуд колебаний в момент разгона и торможения вибродвигателей.

Для достижения цели примем следующие упрощения, которые представлены также в работе [19]. Основные, из которых звучат следующим образом:

1. Конструкция вибрационного стенда устроена так, что перемещение вибрационной платформы осуществляется вертикально-поступательно [70].

2. Вибрационная платформа закреплена к основанию через упругую связь (пружины) и описывается упруго-диссипативным звеном с сосредоточенной массой [19].

3. Энергия колебаний в упругих опорах рассеивается за счет сил и моментов внутреннего трения [71], а сами значения диссипативных сил и моментов пропорциональны скорости деформации.

Исходя из вышесказанного, для проведения исследований необходимо вибрационную систему разделить на две части, при этом стоит выделить промежуточные координаты в виде электромагнитного момента вибродвигателей.

# 2.2 Уравнения движения вибрационного стола с дебалансными возбудителями

Рассмотрим расчетную схему механической части вибрационной системы, приводимой в движение двумя АДВД (рисунок 2.2).



Рисунок 2.2 – Расчетная схема вибрационной системы с двумя АДВД

Для математического описания такой системы использовались уравнения Лагранжа второго рода в виде [24]:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad i = 1, 2, ..., n,$$
(2.1)

где T – кинетическая энергия системы;  $\Pi$  – потенциальная энергии системы; q – обобщенные координаты системы; D – диссипативная функция (функция сопротивления среды, принимается пропорциональной скорости деформации);  $Q_i$  – обобщенная внешняя сила; t – время; n – число степеней свободы.

Принимая, что обобщенные координаты соответствуют переменным ( $q_1 = y$ ,  $q_2 = \varphi_1$  и  $q_3 = \varphi_2$ ), то уравнения Лагранжа второго рода примут следующий вид [43, 72, 73]:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}}\right) - \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial D_{y}}{\partial \dot{y}} + \frac{\partial \Pi}{\partial y} = 0;$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_{1}}\right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_{1}} + \frac{\partial D_{\phi_{1}}}{\partial \dot{\phi}_{1}} + \frac{\partial \Pi}{\partial \phi_{1}} = Q_{\phi_{1}};$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_{2}}\right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_{2}} + \frac{\partial D_{\phi_{2}}}{\partial \dot{\phi}_{2}} + \frac{\partial \Pi}{\partial \phi_{2}} = Q_{\phi_{2}}.$$
(2.2)

Кинетическая энергия выражается следующим уравнением:

$$T = T_1 + T_2 + T_3, (2.3)$$

где  $T_1$  – кинетическая энергия вибрационной платформы;  $T_2$  – кинетическая энергия роторов вибродвигателей;  $T_3$  – кинетическая энергия дебалансов.

Суммарная масса вибрационной системы определяется выражением:

$$m_{\Sigma} = m_{n\pi} + m_{\mu},$$
 (2.4)

где  $m_{nn} = m_{cm} + m_{1\partial} + m_{2\partial}$  – масса вибрационной платформы;  $m_{cm}$  – масса стола с закрепленными вибродвигателями;  $m_u$  – масса испытуемого изделия;  $m_{1\partial}$  и  $m_{2\partial}$  – массы дебалансов.

Вибрационная платформа движется поступательно в вертикальном направлении, поэтому кинетическая энергия равна:

$$T_{1} = \frac{1}{2} \left( m_{cm} + m_{u} \right) \left( \frac{dy}{dt} \right)^{2}.$$
 (2.5)

Кинетическая энергия роторов вибродвигателей:

$$T_{2} = \frac{1}{2} J_{\partial 1} \left( \frac{d\phi_{1}}{dt} \right)^{2} + \frac{1}{2} J_{\partial 2} \left( \frac{d\phi_{2}}{dt} \right)^{2}, \qquad (2.6)$$

где  $J_{\partial 1}$  и  $J_{\partial 2}$  – моменты инерции ротора первого и второго вибродвигателя, соответственно.

В начальном состоянии до запуска вибрационного стола дебалансы под дейсвием силы тяжести находятся внизу. Поэтому выберем начало отсчета угла поворота  $\phi_1$  и  $\phi_2$  дебалансов от отрицательного направления оси *y*, причем за положительное направление вращения примем движение против часовой стрелки. Тогда кинетическая энергия дебалансов будет описываться выражением

$$T_{3} = \frac{1}{2}m_{1\partial}\left(\dot{y}^{2} + 2r_{1\partial}\dot{\phi}_{1}\dot{y}\sin\phi_{1} + r_{1\partial}^{2}\dot{\phi}_{1}^{2}\right) + \frac{1}{2}m_{2\partial}\left(\dot{y}^{2} + 2r_{2\partial}\dot{\phi}_{2}\dot{y}\sin\phi_{2} + r_{2\partial}^{2}\dot{\phi}_{2}^{2}\right), \quad (2.7)$$

где  $r_{1\partial}$  и  $r_{2\partial}$  – эксцентриситеты дебалансов;  $\dot{y} = \frac{dy}{dt}$ ;  $\dot{\phi}_1 = \frac{d\phi_1}{dt}$ ;  $\dot{\phi}_2 = \frac{d\phi_2}{dt}$ .

Подставляя формулы (2.5), (2.6) и (2.7) в (2.3), получим:

$$T = \frac{\left(m_{cm} + m_{u}\right)}{2}\dot{y}^{2} + \frac{J_{\partial 1}}{2}\dot{\phi}_{1}^{2} + \frac{J_{\partial 2}}{2}\dot{\phi}_{2}^{2} + \frac{1}{2}m_{1\partial}\left(\dot{y}^{2} + 2r_{1\partial}\dot{\phi}_{1}\dot{y}\sin\phi_{1} + r_{1\partial}^{2}\dot{\phi}_{1}^{2}\right) + \frac{1}{2}m_{2\partial}\left(\dot{y}^{2} + 2r_{2\partial}\dot{\phi}_{2}\dot{y}\sin\phi_{2} + r_{2\partial}^{2}\dot{\phi}_{2}^{2}\right).$$

$$(2.8)$$

Производные по обобщенным скоростям  $\dot{y}$ ,  $\dot{\phi}_1$  и  $\dot{\phi}_2$  вычисляются по следующим формулам:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} = m_{\Sigma} \dot{y} + m_{1\partial} r_{1\partial} \dot{\phi}_1 \sin \phi_1 + m_{2\partial} r_{2\partial} \dot{\phi}_2 \sin \phi_2; \qquad (2.9)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = \left(J_{\partial 1} + m_{1\partial} r_{1\partial}^2\right) \dot{\varphi}_1 + m_{1\partial} r_{1\partial} \dot{y} \sin \varphi_1 \tag{2.10}$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = \left(J_{\partial 2} + m_{2\partial} r_{2\partial}^2\right) \dot{\varphi}_2 + m_{2\partial} r_{2\partial} \dot{y} \sin \varphi_2.$$
(2.11)

Продифференцировав уравнения (2.9), (2.10) и (2.11) по времени, получим:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) = m_{\Sigma} \ddot{y} + m_{1\partial} r_{1\partial} \left( \ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1 \right) + + m_{2\partial} r_{2\partial} \left( \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2 \right);$$
(2.12)

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) = J_{np1} \ddot{\varphi}_1 + m_{1\partial} r_{1\partial} \ddot{y} \sin \varphi_1 + m_{1\partial} r_{1\partial} \dot{\varphi}_1 \dot{y} \cos \varphi_1; \qquad (2.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = J_{np2} \ddot{\varphi}_2 + m_{2\partial} r_{2\partial} \ddot{y} \sin \varphi_2 + m_{2\partial} r_{2\partial} \dot{\varphi}_2 \dot{y} \cos \varphi_2, \qquad (2.14)$$

где  $J_{np1} = (J_{\partial 1} + m_{1\partial}r_{1\partial}^2); J_{np2} = (J_{\partial 2} + m_{2\partial}r_{2\partial}^2) - приведенные моменты инерции пер-$ 

вого и второго вибродвигателей;  $\ddot{y} = \frac{d^2 y}{dt^2}$ ;  $\ddot{\varphi}_1 = \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2}$ ;  $\ddot{\varphi}_2 = \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2}$ .

Частные производные кинетической энергии, описываемой формулой (2.8), по обобщенным координатам *y*,  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  будут равны:

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0; \qquad (2.15)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = m_{1\partial} r_{1\partial} \dot{\varphi}_1 \dot{y} \cos \varphi_1; \qquad (2.16)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = m_{2\partial} r_{2\partial} \dot{\varphi}_2 \dot{y} \cos \varphi_2.$$
(2.17)

Потенциальную энергию рассматриваемой вибрационной системы представим в следующем виде:

$$\Pi = \Pi_1 + \Pi_2, \tag{2.18}$$

где  $\Pi_1$  – потенциальная энергия вибрационной платформы;  $\Pi_2$  – потенциальная энергия дебалансов.

Потенциальная энергия вибрационной платформы определяется уравнением:

$$\Pi_1 = \frac{k_y y^2}{2}.$$
 (2.19)

Потенциальная энергия дебалансов определяется выражением:

$$\Pi_{2} = m_{\Sigma}gy + m_{1\partial}gr_{1\partial}(1 - \cos\varphi_{1}) + m_{2\partial}gr_{2\partial}(1 - \cos\varphi_{2}).$$
(2.20)

Таким образом, полная потенциальная энергия системы:

$$\Pi = \frac{k_y y^2}{2} + m_{\Sigma} g y + m_{1\partial} g r_{1\partial} (1 - \cos \varphi_1) + m_{2\partial} g r_{2\partial} (1 - \cos \varphi_2).$$
(2.21)

Следовательно, частные производные потенциальной энергии по обобщенным координатам *y*,  $\phi_1$  и  $\phi_2$  будут равны:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial y} = k_y y + m_\Sigma g ; \qquad (2.22)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = m_{1\partial} g r_{1\partial} \sin \varphi_1; \qquad (2.23)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = m_{2\partial} g r_{2\partial} \sin \varphi_2. \qquad (2.24)$$

Диссипативная функция принимается пропорциональной скорости деформации:

$$D = \frac{b_y \dot{y}^2}{2}.$$
 (2.25)

Отсюда следует, что частные производные по обобщенным скоростям  $\dot{y}$ ,  $\dot{\phi}_1$  и  $\dot{\phi}_2$  будут равны:

$$\frac{\partial D_{y}}{\partial \dot{y}} = b_{y} \dot{y}; \qquad (2.26)$$

$$\frac{\partial D_{\varphi_1}}{\partial \dot{\varphi}_1} = 0; \qquad (2.27)$$

$$\frac{\partial D_{\varphi_2}}{\partial \dot{\varphi}_2} = 0. \tag{2.28}$$

Подставляя формулы (2.12), (2.13), (2.14), (2.15), (2.16), (2.17), (2.22), (2.23), (2.24), (2.26), (2.27), (2.28) в (2.2), уравнение движения вибрационной системы будет представлено в виде:

$$m_{\Sigma} \ddot{y} + b_{y} \dot{y} + k_{y} y = m_{1\partial} r_{1\partial} (\ddot{\varphi}_{1} \sin \varphi_{1} + \dot{\varphi}_{1}^{2} \cos \varphi_{1}) + + m_{2\partial} r_{2\partial} (\ddot{\varphi}_{2} \sin \varphi_{2} + \dot{\varphi}_{2}^{2} \cos \varphi_{2}) - m_{\Sigma} g; J_{np1} \ddot{\varphi}_{1} = M_{\mathcal{A}B1} - m_{1\partial} r_{1\partial} (\ddot{y} + g) \sin \varphi_{1}; J_{np2} \ddot{\varphi}_{2} = M_{\mathcal{A}B2} - m_{2\partial} r_{2\partial} (\ddot{y} + g) \sin \varphi_{2},$$

$$(2.29)$$

где  $m_{\Sigma}$  – суммарная масса системы;  $m_{1\partial}$  и  $m_{2\partial}$  – массы дебалансов первого и второго вибродвигателя, соответственно;  $r_{1\partial}$  и  $r_{2\partial}$  – эксцентриситеты дебалансов; y – смещение вибростола по оси Y;  $\dot{y}$  – скорость виброплатформы по оси Y;  $\ddot{y}$  – ускорение виброплатформы по оси Y;  $b_y$  – суммарный коэффициент демпфирования колебаний;  $k_y$  – суммарный коэффициент жесткости;  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – углы поворота дебалансов относительно оси Y;  $\dot{\varphi}_1 = \omega_1$  и  $\dot{\varphi}_2 = \omega_2$  – скорости вращения дебалансов (вибродвигателей);  $\ddot{\varphi}_1$  и  $\ddot{\varphi}_2$  – угловое ускорение дебалансов (вибродвигателей);  $J_{np1}$  и  $J_{np2}$  – момент инерции ротора первого и второго вибродвигателя, соответственно; g – ускорение свободного падения;  $M_{ДB1}$  и  $M_{ДB2}$  – электромагнитный момент первого и второго вибродвигателя, соответственно.

Знак плюс в правой части первого уравнения в (2.29) объясняется тем, что при движении в положительном направлении угла  $\varphi_1$  от 0 до 180 градусов сила, действующая от вращающегося дебаланса, имеет отрицательное значение.

Система (2.29) представляет собой дифференциальные уравнения движения рассматриваемой вибрационной системы, представленной на рисунке 2.2. На ее основании разработана структурная схема электротехнического комплекса вибростола с асинхронными дебалансными вибродвигателями (рисунок 2.3).



Рисунок 2.3 – Структурная схема электротехнического комплекса вибростола с асинхронными дебалансными

вибродвигателями
В качестве входных воздействий приняты частота и амплитуда напряжения питания на статорных обмотках вибродвигателей, а выходной координатой является перемещение вибростола.

Основной особенностью вибрационного стола как объекта исследований является то, что он согласно первому уравнению в системе (2.29) представлен в виде колебательного звена с ярко выраженной резонансной частотой:

$$\omega_{pes} = \sqrt{\frac{k_y}{m_{n\pi} + m_u}} \,. \tag{2.30}$$

Из формулы (2.30) следует, что значение резонансной частоты переменно и зависит как от массы вибрационной платформы  $m_{nn}$ , так и от массы испытуемого изделия  $m_{\mu}$ .

Следует отметить, что соотношение суммарного коэффициента жесткости упругих связей и масс вибрационной платформы с изделием таково, что резонансная частота, как правило, лежит внутри рабочего диапазона частот вибрационной платформы.

Для дальнейшего изучения объекта управления, в следующем параграфе рассмотрено математическое описание асинхронного вибродвигателя.

#### 2.3 Математическое описание асинхронного дебалансного вибродвигателя

В современных условиях, при высоком развитии вычислительной техники и широком ее внедрении в практику, исследование объектов при различных параметрах происходит гораздо эффективнее и быстрее, а также достигается высокая точность решения при минимальных финансовых затратах.

В диссертационной работе в целях проведения исследований используется обобщенная двухфазная машина (рисунок 2.4) [74], математическое описание которой, например, первой при скалярном частотном управлении изложено в настоящем параграфе.

При математическом описании принимается ряд допущений, позволяющие упростить модель: 1) обмотки статора симметричны; 2) поверхность статора и ро-

тора принимаются гладкой, чем обеспечивается постоянство магнитного сопротивления и собственных индуктивностей обмоток; 3) влияние нелинейности кривой намагничивания не учитывается и потокосцепление считается пропорциональным току; 4) потери на гистерезис и вихревые токи отсутствуют; 5) напряжения и токи строгого синусоидальны.



Рисунок 2.4 – Расчетная схема обобщенной двухфазной машины

Уравнения движения асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором с числом фаз обмотки статора  $m_1$  и количеством пар полюсов  $Z_n$  представлены в следующем виде [74]:

$$\frac{d\psi_{1x}}{dt} = U_{1x} - \frac{R_{1}L_{2}'}{\Delta}\psi_{1x} + \frac{R_{1}L_{0}}{\Delta}\psi_{2x} + \omega_{0}\psi_{1y};$$

$$\frac{d\psi_{1y}}{dt} = U_{1y} - \frac{R_{1}L_{2}'}{\Delta}\psi_{1y} + \frac{R_{1}L_{0}}{\Delta}\psi_{2y} + \omega_{0}\psi_{1x};$$

$$\frac{d\psi_{2x}}{dt} = -\frac{R_{2}'L_{1}}{\Delta}\psi_{2x} + \frac{R_{2}'L_{0}}{\Delta}\psi_{1x} + (\omega_{0} - \omega)\psi_{2y};$$

$$\frac{d\psi_{2y}}{dt} = -\frac{R_{2}'L_{1}}{\Delta}\psi_{2y} + \frac{R_{2}'L_{0}}{\Delta}\psi_{1y} - (\omega_{0} - \omega)\psi_{2x};$$

$$\frac{d\omega_{0}}{dt} = \frac{m_{1}Z_{n}L_{0}}{2J_{np}\Delta}(\psi_{1y}\psi_{2x} - \psi_{1x}\psi_{2y}) - \frac{1}{J_{np}}M_{c},$$
(2.31)

где  $\psi_{1x}$  и  $\psi_{1y}$  – проекции вектора потокосцепления статора в ортогональной системе координат 0xy, вращающейся со скоростью магнитного поля;  $U_{1x}$  и  $U_{1y}$  – проекции изображающего вектора напряжения в той же системе координат;  $\psi_{2x}$  и  $\psi_{2y}$  – соответствующие проекции вектора потокосцепления ротора;  $L_1$  и  $R_1$  – индуктивность и активное сопротивление цепи статора;  $L'_2$  и  $R'_2$  – приведенные индуктивность и активное сопротивление цепи ротора;  $L_0$  – взаимная индуктивность;  $\omega_0$  – угловая скорость вращения магнитного поля;  $\omega$  – угловая частота вращения ротора;  $J_{np}$  – приведенный момент инерции ротора;  $m_1$  – число фаз электродвигателя;  $Z_n$  – число пар полюсов;  $M_c$  – момент сопротивления на валу электродвигателя;  $\Delta = L_1L'_2 - L_0^2$ .

Для того, чтобы получить передаточные функции асинхронного двигателя систему (2.31) следует записать в операторной форме [75], при этом нельзя не учесть закон регулирования напряжения в функции частоты.

Самым распространенным является линейный закон изменения напряжения в функции частоты [74]. Для этого требуется расположить вращающуюся систему координат 0xy так, чтобы проекции вектора напряжения на оси x и y были равны между собой, тогда можно будет записать зависимость между напряжением и частотой при линейном законе регулирования следующим образом:

$$U_{1X} = U_{1Y} = k_{U1}f_1 + U_0 \tag{2.32}$$

где  $k_{U1}$  – коэффициент пропорциональности;  $U_0$  – напряжение при нулевой частоте.

Скорость  $\omega_0$  вращения магнитного поля асинхронного электродвигателя связана частотой  $f_1$  питающего напряжения соотношением:

$$\omega_0 = \frac{2\pi f_1}{Z_n} \tag{2.33}$$

С учетом уравнений (2.32) и (2.33) систему уравнений (2.31) можно записать в операторной форме в следующем виде [75, 76]:

$$(T_{1}p+1)\psi_{1x} = T_{1}U_{1x} + \frac{L_{0}}{L_{2}'}\psi_{2x} + T_{1}\omega_{0}\psi_{1y};$$

$$(T_{1}p+1)\psi_{1y} = T_{1}U_{1y} + \frac{L_{0}}{L_{2}'}\psi_{2y} - T_{1}\omega_{0}\psi_{1x};$$

$$(T_{2}p+1)\psi_{2x} = \frac{L_{0}}{L_{1}}\psi_{1x} + T_{2}(\omega_{0}-\omega)\psi_{2y};$$

$$(T_{2}p+1)\psi_{2y} = \frac{L_{0}}{L_{1}}\psi_{1y} - T_{2}(\omega_{0}-\omega)\psi_{2x};$$

$$J_{np1}p\omega = \frac{m_{1}Z_{n}L_{0}}{2\Delta}(\psi_{1y}\psi_{2x} - \psi_{1x}\psi_{2y}) - M_{c1};$$

$$U_{1x} = U_{1y} = k_{U1}f_{1} + U_{0};$$

$$\omega_{0} = \frac{2\pi f_{1}}{Z_{n}},$$

$$(2.34)$$

где p – оператор дифференцирования;  $T_1 = \frac{\Delta}{R_1 L_2'}$ ,  $T_2 = \frac{\Delta}{R_2' L_1}$  – электромагнитные постоянные времени цепей статора и ротора.

С помощью системы (2.34) была построена структурная схема асинхронного двигателя (рисунок 2.5). Проведенный анализ структурной схемы и систем уравнений (2.31) и (2.34) позволил сделать вывод, что асинхронный двигатель представляет собой нелинейный объект, что объясняется наличием на структурной схеме шести множительных звеньев.



Рисунок 2.5 – Нелинейная структурная схема асинхронного двигателя

при скалярном частотном управлении

41

Однако, для получения передаточной функции электротехнического комплекса вибростола необходима линеаризованная модель асинхронного вибродвигателя. Для ее определения воспользуемся известным подходом, заключающемся в компьютерном моделировании переходного процесса в вибродвигателе и его идентификации [76].

При проведении исследований за основу возьмем вибрационный стенд, приводимый в движение с помощью двух вибродвигателей типа ИВ-105-2,2. Каждый вибродвигатель имеет следующие технические характеристики:  $P_{nom} = 2,2$  кВт;  $U_{1nom} = 220$  В;  $f_{1nom} = 50$  Гц;  $J_{np1} = J_{np2} = 0,015$  кгм<sup>2</sup>;  $Z_n = 1$ ;  $\cos \varphi = 0,87$ ;  $\eta = 0,832$ ;  $R_1 = 3,565$  Ом;  $L_1 = 0,4183$  Гн;  $R_2' = 2,257$  Ом;  $L_2' = 0,4236$  Гн;  $L_0 = 0,4108$  Гн;  $T_1 = 0,0056$  с;  $T_2 = 0,0089$  с.

С учетом этих данных в программе Matlab Simulink была разработана расчетная модель вибродвигателя ИВ-105-2,2 представленная на рисунке 2.6. С помощью представленной модели построен график переходного процесса в «малом» на начальной частоте напряжения 50 Гц при подаче приращения частоты в 1 Гц (рисунок 2.7). Из анализа графика установлено, что время переходного процесса (время входа в 5% зону) в этом случае составляет  $t_{nn} = 0,0471$  с, перерегулирование –  $\sigma = 0.8\%$ .



Рисунок 2.6 – Расчетная модель вибродвигателя ИВ-105-2,2 при скалярном частотном управлении



Рисунок 2.7 – График переходного процесса по управляющему воздействию в «малом» в вибродвигателе ИВ-105-2,2 на начальной частоте напряжения 50 Гц при подаче приращения частоты в 1 Гц

Математическую модель вибродвигателя ИВ-105-2,2 будем искать в виде линейного дифференциального уравнения второго порядка представленного следующим образом [76]:

$$a_{01}\frac{d^2\omega}{dt^2} + a_{11}\frac{d\omega}{dt} + \omega = k_{\partial y}f_1,$$

или записанного в операторной форме:

$$a_{01}p^{2}\omega + a_{11}p\omega + \omega = k_{\partial y}f_{1}.$$
 (2.35)

В целях определения неизвестных коэффициентов  $a_{01}$ ,  $a_{11}$  и  $k_{dy}$  воспользуемся методом, основанным на нахождении из графика переходного процесса текущих значений скорости  $\omega$ , ее производных  $\frac{d\omega}{dt}$  и  $\frac{d^2\omega}{dt^2}$ , а также решения системы уравнений [77]:

$$a_{01}\frac{d^{2}\omega}{dt^{2}}(t_{1}) + a_{11}\frac{d\omega}{dt}(t_{1}) + \omega(t_{1}) = \omega(\infty);$$

$$a_{01}\frac{d^{2}\omega}{dt^{2}}(t_{2}) + a_{11}\frac{d\omega}{dt}(t_{2}) + \omega(t_{2}) = \omega(\infty),$$

$$(2.36)$$

где  $t_1$  и  $t_2$  – два значения времени,  $\omega(\infty)$  – установившееся значение скорости вибродвигателя.

Коэффициент передачи вибродвигателя по управляющему воздействию определяется из соотношения:

$$k_{\partial y} = \frac{\omega(\infty) - \omega(0)}{\Delta f_1}, \qquad (2.37)$$

где  $\omega(0)$  – начальное значение скорости,  $\Delta f_1$  – заданное малое приращение задающего воздействия.

График, приведенный на рисунке 2.7, позволяет найти значения скорости  $\omega$ и ее производных  $\frac{d\omega}{dt}$  и  $\frac{d^2\omega}{dt^2}$  для различных моментов времени (таблица 2.1). При определении данных графика введена новая система координат  $0\omega t$ , начало которой совпадает с началом переходного процесса.

Таблица 2.1 – Исходные данные для идентификации математической модели вибродвигателя ИВ-105-2,2 на начальной частоте напряжения 50 Гц

<i>t</i> , C	<i>ю</i> , рал/с	$\frac{d\omega}{dt}$ ,	$\frac{d^2\omega}{dt^2}$ ,	
	L	<i>а</i> рад/с <sup>2</sup>	<i>ат</i> рад/с <sup>3</sup>	
0	0	0	0	
0,005	0,268	-	-	
0,01	0,799	128,4	-	
0,015	1,552	164,5	5340	
0,02	2,444	181,8	1310	
0,025	3,37	177,6	-2510	
0,03	4,22	156,7	-5110	
0,035	4,937	126,5	-	
0,04	5,485	-	-	
$\infty$	6,283	0	0	

Составим систему уравнений (2.36) для двух значений времени:  $t_1 = 0,025$  с и  $t_2 = 0,03$  с:

$$\begin{array}{c} -2510a_{01} + 177, 6a_{11} = 2,913; \\ -5110a_{01} + 156, 7a_{11} = 2,063. \end{array}$$
(2.38)

Решение системы уравнений (2.38) показывает, что  $a_{01} = 0,000175175$  с<sup>2</sup>,  $a_{11} = 0,018878$  с, а коэффициент передачи вибродвигателя на частоте напряжения 50 Гц в соответствии с уравнением (2.37) равен:

$$k_{\partial y}^{50} = \frac{\omega(\infty) - \omega(0)}{\Delta f_1} = \frac{320,433 - 314,15}{1} = 6,283$$
 рад.

Следовательно, передаточную функцию асинхронного вибродвигателя ИВ-105-2,2 на частоте напряжения 50 Гц можно представить следующим динамическим звеном:

$$W_{\partial y}(p) = \frac{k_{\partial y}}{a_{01}p^2 + a_{11}p + 1} = \frac{6,283}{0,000175175p^2 + 0,018878p + 1},$$
 (2.39)

где *р* – комплексная переменная.

Моделирование передаточной функции (2.39) (рисунок 2.8) показывает хорошее совпадение с исходным графиком переходного процесса. Время переходного процесса равно  $t_{nn} = 0,0393$  с, перерегулирование –  $\sigma = 4,06\%$ , следовательно, максимальное расхождение не превышает 16%.

Аналогично найдена передаточная функция вибродвигателя ИВ-105-2,2 по отношению к возмущающему действию момента нагрузки  $M_{c1}$ . График переходного процесса, построенный при помощи расчетной модели (рисунок 2.6) на начальной частоте напряжения 50 Гц при набросе момента нагрузки в 1 Нм представлен на рисунке 2.9. Из анализа графика установлено время переходного процесса – 0,0464 с.



Рисунок 2.8 – График переходного процесса по передаточной функции (2.39)



Рисунок 2.9 – График переходного процесса по возмущающему воздействию в «малом» в вибродвигателе ИВ-105-2,2 на начальной частоте напряжения 50 Гц при набросе момента нагрузки в 1 Нм

Передаточную функцию вибродвигателя по возмущению будем искать в виде:

$$W_{\partial e}(p) = \frac{k_{\partial e}(b_{01}p+1)}{a_{01}p^2 + a_{11}p+1}.$$
(2.40)

Из полученного графика (рисунок 2.9) определим коэффициент передачи двигателя по возмущению:

$$k_{\partial \theta}^{50} = \frac{\omega(\infty) - \omega(0)}{\Delta M_c} = \frac{312,533 - 314,15}{1} = -1,617$$
 рад/сНм.

Поскольку переходный процесс по возмущению близок к апериодическому с постоянной времени  $T_a = 0,019983$  с, то деление знаменателя передаточной функции (2.39) на  $T_a p + 1$  позволяет определить приближенное значение  $b_{01} = 0,0089$  с. Таким образом на начальной частоте напряжения 50 Гц передаточную функцию вибродвигателя ИВ-105-2,2 можно представить следующим образом:

$$W_{\partial s}(p) = \frac{k_{\partial s}(b_{01}p+1)}{a_{01}p^2 + a_{11}p+1} = -\frac{1,617(0,0089p+1)}{0,000175175p^2 + 0,018878p+1}.$$
 (2.41)

Представленный на рисунке 2.10 график переходного процесса, построенный по передаточной функции (2.41), также показывает хорошее совпадение с результатами, полученными в нелинейной модели. Время переходного процесса по возмущению получается равным 0,0551 с, то есть расхождение не превышает 19%.

Поскольку асинхронный вибродвигатель в соответствии с уравнениями (2.34) представляет собой нелинейный объект управления, то параметры его передаточных функций будут меняться в зависимости от начальной частоты напряжения, что необходимо учитывать. Для примера найдем математическую модель вибродвигателя ИВ-105-2,2 на частоте напряжения 25 Гц. График переходного процесса в «малом» (рисунок 2.11), построенный с помощью расчетной модели, приведенной на рисунке 2.6, позволяет произвести идентификацию вибродвигателя на этой частоте.



Рисунок 2.10 – График переходного процесса по передаточной функции (2.41)



Рисунок 2.11 – График переходного процесса по управляющему воздействию в «малом» в вибродвигателе ИВ-105-2,2 на начальной частоте напряжения 25 Гц при подаче приращения частоты в 1 Гц

Анализ этого графика показывает, что на начальной частоте напряжения 25 Гц время переходного процесса – 0, 328 с, а перерегулирование –  $\sigma$ =18,75%, то есть действительно динамические свойства двигателя изменились. График, приведенный на рисунке 2.11, позволяет найти значения скорости  $\omega$  и ее производ-

ных 
$$\frac{d\omega}{dt}$$
 и  $\frac{d^2\omega}{dt^2}$  для различных моментов времени (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Исходные данные для идентификации математической модели электродвигателя ИВ-105-2,2 на начальной частоте напряжения 25 Гц

<i>t</i> , c	ω,	$\frac{d\omega}{d\omega}$	$d^2\omega$
	рад/с	dt	$dt^2$ '
		рад/c <sup>2</sup>	рад/c <sup>3</sup>
0	0	0	0
0,005	0,222	-	-
0,01	0,648	95,8	-
0,015	1,18	116,6	3890
0,02	1,814	134,7	3230
0,025	2,527	148,9	2340
0,03	3,303	158,1	1050
0,035	4,108	159,4	-
0,04	4,897	-	-
00	6,144	0	0

Аналогично рассмотренному выше составим систему уравнений

$$2340a_{01} + 148,9a_{11} = 3,617;$$
  
$$1050a_{01} + 158,1a_{11} = 2,841,$$

которая позволяет определить  $a_{01} = 0,000696707$  с<sup>2</sup>,  $a_{11} = 0,013343$  с. Коэффициент передачи вибродвигателя по управляющему воздействию на частоте напряжения 25 Гц равен:

$$k_{\partial y}^{25} = \frac{\omega(\infty) - \omega(0)}{\Delta f_1} = \frac{163,278 - 157,136}{1} = 6,142$$
 pag.

График переходного процесса по возмущению (рисунок 2.12) позволяет найти соответствующий коэффициент передачи на частоте напряжения 25 Гц:



$$k_{\partial e}^{25} = \frac{\omega(\infty) - \omega(0)}{\Delta M_c} = \frac{155, 5 - 157, 136}{1} = -1,636$$
 рад/сНм.

Рисунок 2.12 – График переходного процесса по возмущающему воздействию в «малом» в вибродвигателе ИВ-105-2,2 на начальной частоте напряжения 25 Гц при набросе момента нагрузки в 1 Нм

Полученные передаточные функции (2.39) и (2.40) могут быть использованы при проведении синтеза и анализа систем управления электроприводами со скалярным частотным управлением, в том числе и электротехнического комплекса вибростола.

# 2.4 Линеаризованная математическая модель и передаточная функция электротехнического комплекса вибростола с дебалансными вибродвигателями

Для определения передаточной функции вибростола с дебалансными вибродвигателями необходимо произвести линеаризацию нелинейной структурной схемы, представленной на рисунке 2.3. Следует отметить, что линеаризованная математическая модель вибродвигателей уже определена и представлена передаточными функциями (2.39) и (2.40). Следовательно, необходимо осуществить линеаризацию множительных звеньев и операций вычисления синусов и косинусов.

С учетом того, что изображение Лапласа выходных сигналов звеньев, вычисляющих синус и косинус, при подаче единичного ступенчатого воздействия равны [78]

$$L\{1(t)\cdot\sin(\omega t)\} = \frac{\omega_{10}}{p^2 + \omega_{10}^2},$$
$$L\{1(t)\cdot\cos(\omega t)\} = \frac{p}{p^2 + \omega_{10}^2},$$

передаточные функции этих звеньев предлагается представить в виде

$$W_{\rm sin}(p) = \frac{\omega_{10}p}{p^2 + \omega_{10}^2},$$
 (2.42)

$$W_{\rm cos}(p) = \frac{p^2}{p^2 + \omega_{10}^2}, \qquad (2.43)$$

где ω<sub>10</sub> – начальное значение скорости, например, первого вибродвигателя, *L* – оператор Лапласа [79].

Линеаризацию множительных звеньев будем осуществлять упрощенным методом, полагая, что

$$\left[\omega_{1}(t)\right]^{2}=2\omega_{10}\omega_{1}(t),$$

и принимая за изображение сигнала на выходе соответствующего звена

$$L\left\{\left[\omega_{1}\left(t\right)\right]^{2}\right\} = 2\omega_{10}\omega_{1}\left(p\right).$$
(2.44)

$$\Phi(t) = x_1(t) x_2(t)$$

упрощенно будем представлять следующим образом

$$\Phi(t) = \frac{\partial \Phi(t)}{\partial x_1(t)} x_1(t) = x_{20} x_1(t), \qquad (2.45)$$

где  $x_{20}$  – начальное значение переменной  $x_2(t)$ ,

а их изображения определять по формуле

$$L\{x_1(t)x_2(t)\} = x_{20}x_1(p).$$
(2.46)

Этот подход требует выбора так называемой ведущей координаты, за которую в (2.45) принята переменная  $x_1(t)$ .

С учетом формул (2.39), (2.41) – (2.46) разработана линеаризованная структурная схема электротехнического комплекса вибрационного стола с АДВД (рисунок 2.13)



Рисунок 2.13 – Линеаризованная структурная схема электротехнического комплекса вибростола с АДВД

При выводе передаточной функции, связывающей ихображение перемещение вибростола y(p) с изображением частоты  $f_1(p)$  питающего напряжения асинхронных вибродвигаелей, примем допущение, что суммарная сила от дебалансных возбудителей равна удвоенному значению силы воздействия одного дебаланса. Тогда при переходе к изображениям Лапласа в (2.29), с учетом формул (2.42) – (2.46) можно записать

$$F(p) = 2m_{10}r_{10}\left[2\omega_{10}\frac{\omega_{10}p^2}{p^2 + \omega_{10}^2}\omega_1(p) + \frac{\omega_{10}^2p^2}{p^2 + \omega_{10}^2}\omega_1(p)\right] = \frac{6m_{1d}r_{1d}\omega_{10}^2p^2}{p^2 + \omega_{10}^2}\omega_1(p).$$

Отсюда следует уравнение

$$\left(m_{\Sigma}p^{2}+b_{y}p+k_{y}\right)y(p)=\frac{6m_{1d}r_{1d}\omega_{10}^{2}p^{2}}{p^{2}+\omega_{10}^{2}}\omega_{1}(p).$$
(2.47)

В уравнение (2.47) входит изображение скорости вибродвигателя  $\omega_1(p)$ , которое с помощью передаточных функций (2.39) и (2.40) можно представить следующим образом

$$\omega_{1}(p) = \frac{k_{\partial y}}{a_{01}p^{2} + a_{11}p + 1} f_{1}(p) - \frac{k_{\partial s}(b_{01}p + 1)}{a_{01}p^{2} + a_{11}p + 1} M_{c1}(p)$$

Однако, моделирование в программе Matlab Simulink нелинейной структурной схемы, представленной на рисунке 2.3, показывает, что амплитуда колебаний скорости вибродвигателя относительно среднего значения, вызванных действием переменного момента  $M_{c1}$ , составляет менее 1%. Поэтому с достаточной степенью точности уравнение (2.47) можно записать следующим образом

$$\left(m_{\Sigma}p^{2}+b_{y}p+k_{y}\right)y(p)=\frac{6m_{1d}r_{1d}\omega_{10}^{2}p}{p^{2}+\omega_{10}^{2}}\frac{k_{\partial y}}{a_{01}p^{2}+a_{11}p+1}f_{1}(p).$$
(2.48)

Из формулы (2.48) получается искомая передаточная функция, связывающая изображение перемещения y(p) вибростола с изображением частоты  $f_1(p)$  питающего напряжения статорных обмоток вибродвигателей

$$W_{yf}(p) = \frac{y(p)}{f_1(p)} = \frac{k_{yf}p^2}{a_{02}p^6 + a_{12}p^5 + a_{22}p^4 + a_{32}p^3 + a_{42}p^2 + a_{52}p + 1},$$
(2.49)  
ГДЕ  $k_{yf} = \frac{6m_{10}r_{10}k_{0y}}{k_y}; a_{02} = \frac{a_{01}m_{\Sigma}}{k_y\omega_{10}^2}; a_{12} = \frac{a_{01}b_y + a_{11}m_{\Sigma}}{k_y\omega_{10}^2};$   
 $a_{22} = \frac{a_{01}k_y + a_{11}b_y + (a_{01}\omega_{10}^2 + 1)m_{\Sigma}}{k_y\omega_{10}^2}; a_{32} = \frac{a_{11}k_y + b_y}{k_y\omega_{10}^2} + \frac{a_{01}b_y + a_{11}m_{\Sigma}}{k_y};$   
 $a_{42} = \frac{1}{\omega_{10}^2} + a_{01} + \frac{a_{11}b_y + m_{\Sigma}}{k_y}; a_{52} = a_{11} + \frac{b_y}{k_y}.$ 

# 2.5 Компьютерное моделирование электротехнического комплекса вибрационного стола с дебалансными вибродвигателями. Оценка адекватности полученной математической модели

Для проведения оценки передаточной функции (2.49) найдем значения ее коэффициентов для конкретного типа вибрационного стола, оснащенного двумя вибродвигателями типа ИВ-105-2,2 и имеющего параметры:  $m_{nn} = 230$  кг,  $b_y = 1050$  Hc/м,  $k_y = 73150$  H/м. Для рассматриваемого вибростола в ненагруженном состоянии (без испытуемого изделия и на начальной частоте напряжения 50 Гц) формула (2.49) принимает следующее численное значение:

$$W_{yf}^{50}(p) = \frac{y(p)}{f_1(p)} = \frac{1,1441 \cdot 10^{-4} p^2}{5,6946 \cdot 10^{-12} p^6 + 6,3969 \cdot 10^{-10} p^5 + 5,8791 \cdot 10^{-7} p^4 +}.$$
 (2.50)  
+6,2021 \cdot 10^{-5} p^3 + 3,6007 \cdot 10^{-3} p^2 + 0,033232p + 1

Моделирование в программе Matlab Simulink передаточной функции (2.50) позволяет получить график колебаний рассматриваемого вибростола (рисунок 2.14).



Рисунок 2.14 – График колебаний вибростола на частоте напряжения 50 Гц, построенный по передаточной функции (2.50)

Из анализа графика установлено, что амплитуда колебаний равна 2 мм.

Для сравнения проведем моделирование нелинейной структурной схемы, представленной на рисунке 2.3, в программе Matlab Simulink. Приведенная на рисунке 2.15 расчетная модель позволяет также получить график колебаний рассматриваемого стола на частоте напряжения 50 Гц (рисунок 2.16). Результаты моделирования получены в пренебрежении силой тяжести  $m_{\Sigma}g$ , поскольку она производит лишь изначальное смещение вибростола до включения вибродвигателей. Амплитуда колебаний в этом случае равна 1,95 мм, то есть расхождение с линейной моделью (2.49) составляет 2,5%.



Рисунок 2.15 – Нелинейная расчетная модель рассматриваемого вибростола на частоте напряжения 50 Гц



Рисунок 2.16 – График колебаний вибростола на частоте напряжения 50 Гц, построенный с помощью нелинейной расчетной модели

Определим также численное значение передаточной функции (2.49) на начальной частоте 25 Гц

$$W_{yf}^{25}(p) = \frac{y(p)}{f_1(p)} = \frac{1,1188 \cdot 10^{-4} p^2}{9,0015 \cdot 10^{-11} p^6 + 2,1349 \cdot 10^{-9} p^5 + 2,3563 \cdot 10^{-6} p^4 + }.$$
 (2.51)  
+5,2572 \cdot 10^{-5} p^3 + 4,0735 \cdot 10^{-3} p^2 + 0,027697p + 1

График колебаний вибростола, построенный по выражению (2.51), показывает, что на частоте 25 Гц амплитуда равна 2,12 мм (рисунок 2.17).

Моделирование нелинейной расчетной модели на частоте напряжения 25 Гц (рисунок 2.18) позволяет сделать вывод, что амплитуда колебаний составляет 1,97 мм, и расхождение с линейной моделью (2.48) не превышает 8%.



Рисунок 2.17 – График колебаний вибростола на частоте напряжения 25 Гц, построенный по передаточной функции (2.51)



Рисунок 2.18 – График колебаний вибростола на частоте напряжения 25 Гц, построенный с помощью нелинейной расчетной модели

Проведенное компьютерное моделирование позволяет сделать вывод, что полученная передаточная функция электротехнического комплекса вибростола с дебалансными вибродвигателями адекватна реальным процессам. Она позволяет на этапе проектирования вибрационной установки определить амплитуды колебаний на разных частотах питающего напряжения вибродвигателей.

#### 2.6 Выводы по второй главе

1. Разработана нелинейная структурная схема электротехнического комплекса вибрационного стола, оснащенного двумя дебалансными асинхронными вибродвигателями.

2. Рассмотрена нелинейная математическая модель асинхронного вибродвигателя, произведена ее линеаризация и определена передаточная функция вибродвигателя при скалярном частотном управлении.

3. Определена передаточная функция электротехнического комплекса вибрационного стола с дебалансными асинхронными вибродвигателями, позволяющая на этапе проектирования вибрационной установки определить амплитуды колебаний на разных частотах питающего напряжения вибродвигателей с погрешностью, не превышающей 8%.

4. Проведено компьютерное моделирование вибрационного стола с дебалансными вибродвигателями, подтверждающее адекватность разработанной линеаризованной модели.

# 3 РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ УМЕНЬШЕНИЯ АМПЛИТУД РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВИБРАЦИОННОГО СТОЛА С АСИНХРОННЫМИ ДЕБАЛАНСНЫМИ ВИБРОДВИГАТЕЛЯМИ

### 3.1 Моделирование работы вибрационного стенда управляемого частотным преобразователем при заданном темпе разгона и торможения

В соответствии с ГОСТ Р ИСО 10813-1-2011 диапазон частот колебаний вибрационного стола должен составлять от 5 до 80 Гц [60]. Поэтому вибродвигатели рассматриваемого вибрационного стенда приводятся во вращение с помощью частотного преобразователя, регулирующего их скорость. При использовании одного инвертора для одновременного регулирования скорости двух вибродвигателей принципиально необходимо использовать скалярное частотное управление. Поэтому во второй главе рассмотрена математическая модель асинхронного двигателя при таком способе управления и линейном законе регулирования напряжения в функции частоты.

Инвертор осуществляет разгон и торможение вибродвигателей с заданным темпом, что обеспечивает ограничение на определенном уровне пусковых токов и перенапряжения в линии постоянного тока преобразователя при торможении.

С помощью расчетной модели (рисунок 2.15) построены графики колебаний вибростола при вариации темпа разгона и торможения, а также при изменении массы стола с учетом установки испытуемого изделия. Цель компьютерного моделирования – определение максимальных амплитуд колебаний вибростола при прохождении резонансной частоты при различных темпах разгона до номинальной частоты вибродвигателей и соответствующего торможения при различных массах стола. Например, при темпе разгона и торможения 5 Гц/с, формируемого инвертором, график изменения скорости каждого вибродвигателя при суммарной массе стола 230 кг выглядит следующим образом (рисунок 3.1).



Рисунок 3.1 – График изменения скорости первого вибродвигателя при заданном темпе разгона 5 Гц/с

При этом максимальная амплитуда колебаний при прохождении резонансной частоты при разгоне равна  $y_{max.pas} = 3,95$  мм (рисунок 3.2), а при торможении –  $y_{max.mop} = 4,65$  мм (рисунок 3.3). Установившееся значение амплитуды колебаний при этом равна  $y_{ycm} = 1,95$  мм.

Варьируя темп разгона и торможения  $\left|\frac{df_{_{3ad}}}{dt}\right|$  и суммарную массу стола  $m_{_{nn}} + m_{_u}$ , получим следующие результаты компьютерного моделирования (таблица 3.1). В таблице также приведены значения установившихся амплитуд колебаний  $y_{_{ycm}}$  на номинальной скорости вращения вибродвигателей.



Рисунок 3.2 – График колебаний вибротола массой 230 кг при разгоне с темпом 5 Гц/с



Рисунок 3.3 – График колебаний вибротола массой 230 кг при торможении с темпом 5Гц/с

# Таблица 3.1 – Зависимости максимальных амплитуд колебаний при прохождении резонансной частоты при разгоне *у*<sub>max.*pas*</sub> и торможении

 $y_{\max,mop}$  от темпа  $\left| \frac{df_{3a\partial}}{dt} \right|$  разгона и торможения и суммарной массы  $m_{nn} + m_u$ 

$\left  \frac{df_{_{3a\partial}}}{dt} \right ,$ $\Gamma$ ц/с	Амплитуды	$m_{n\pi} + m_u$ , КГ						
	колебаний	230	280	330	380	430	480	
2,5	$y_{\max.pa3}$ , MM	4,34	3,41	2,72	2,2	2,02	1,87	
	<i>y</i> <sub>max.mop</sub> , MM	4,9	4,03	3,03	2,93	2,44	1,78	
	${\cal Y}_{ycm}$	1,95	1,49	1,32	1,31	1,01	0,94	
5	$y_{\max.pa3}$ , MM	3,95	2,93	2,63	2,48	2,32	2,18	
	$y_{\max.mop}$ , MM	4,65	3,13	3,12	4,65	1,95	1,5	
	${\cal Y}_{ycm}$	1,95	1,49	1,32	1,31	1,01	0,94	
10	$y_{\max.pa3}$ , MM	4,58	3,38	3,11	2,89	2,65	2,43	
	$y_{\max.mop}$ , MM	3,11	2,61	2,64	1,98	1,98	1,84	
	${\cal Y}_{ycm}$	1,95	1,49	1,32	1,31	1,01	0,94	
20	$y_{\max.pas}$ , MM	4,71	3,93	3,3	2,8	2,39	2,07	
	<i>Y</i> <sub>max.mop</sub> , MM	3,21	2,15	1,89	1,81	1,51	1,24	
	y <sub>ycm</sub>	1,95	1,49	1,32	1,31	1,01	0,94	

вибростола

Проведенный анализ результатов таблицы 3.1 показывает, что резонансные явления существенно увеличивают амплитуды колебаний до 2,7 раз, снижая ресурс работы упругих элементов. При этом ток статора вибродвигателя в момент прохождения резонанса увеличивается незначительно, достигая значения 1,448 А при установившемся среднем значении 1,246 А и номинале  $I_{1ном} = 4,6$  А (рисунок 3.4).



Рисунок 3.4 – График изменения тока статора вибродвигателя при разгоне, вращении с постоянной скоростью и торможении (темп разгона и торможения 5Гц/с)

### 3.2 Применение функции пропуска резонансных частот инвертора для уменьшения амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола

Любой современный частотный преобразователь имеет в своем арсенале функцию пропуска резонансных частот. Например, инвертор Sinamics G120 фирмы Siemens имеет возможность пропуска 4 резонансных частот с регулируемой шириной полосы пропуска частоты (рисунок 3.5). Частотный преобразователь «Altivar 71» фирмы Schneider Electric позволяет осуществить пропуск 3 резонансных частот.

Предлагается применить функцию пропуска резонансных частот с целью снижения амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола [80].



Рисунок 3.5 – Формирование сигнала задания частоты в режиме пропуска резонанса

Для проведения исследований влияния функции пропуска резонансных частот с регулируемой шириной полосы пропуска разработана расчетная модель соответствующего задающего воздействия (рисунок 3.6).



Рисунок 3.6 – Модель задающего воздействия с функцией пропуска резонансных частот при заданном темпе разгона и торможения вибродвигателей

Она позволяет исследовать работу вибрационного стола, как при пусках, так и при торможениях с учетом резонансной частоты и ширины полосы пропуска  $\Delta f$ .

Проведем моделирование работы вибрационной платформы при использовании функции пропуска резонансных частот и при вариации суммарной массы вибрационного стола (в зависимости от массы испытуемого изделия). Поварьируем массу платформы от 230 кг до 480 кг с шагом 50 кг. При этом резонансные частоты будут определяться следующим рядом: 2,838 Гц; 2,572 Гц; 2,37 Гц; 2,208 Гц; 2,076 Гц и 1,965 Гц.

Применение функции пропуска частот приводит к тому, что временной график частота питающего напряжения статора вибродвигателей при массе подвижной платформы 230 кг, резонансной частоте 2,838 Гц, темпе разгона и торможения 5 Гц/с и ширине полосы пропуска  $\Delta f = 1$  Гц выглядит следующим образом (рисунок 3.7).



Рисунок 3.7 – График изменения задающего воздействия  $f_1(t)$  на выходе частотного преобразователя при темпе разгона и торможения 5Гц/с, резонансной частоте 2,838 Гц и ширине полосы пропуска  $\Delta f = 1$  Гц

В то же время при массе подвижной платформы 330 кг, резонансной частоте 2,37 Гц, темпе разгона и торможения 5Гц/с и ширине полосы пропуска  $\Delta f = 2,5$  Гц график изменения частоты изменит свой характер (рисунок 3.8).



Рисунок 3.8 – График изменения задающего воздействия  $f_1(t)$  на выходе частотного преобразователя при темпе разгона и торможения 5Гц/с, резонансной частоте 2,37 Гц и полосе пропуска  $\Delta f = 2,5$  Гц

С учетом изменения характера задающего воздействия методом моделирования в программе Matlab Simulink найдены максимальные амплитуды колебаний вибрационного стола при использовании функции пропуска резонансных частот в инверторе при различных массах, темпах разгона и торможения и ширины полосы пропуска (таблица 3.2).

# Таблица 3.2 – Зависимости максимальных амплитуд при прохождении

резонансной частоты при разгоне  $y_{\max.pas}$  и торможении  $y_{\max.mop}$  от темпа разгона и

торможения 
$$\left| \frac{df_{_{3a\partial}}}{dt} \right|$$
, суммарной массы  $m_{_{cm}} + m_{_{u}}$  и ширины полосы пропуска

$\frac{\left \frac{df_{_{3a\partial}}}{dt}\right ,}{\Gamma \mathbf{u}/\mathbf{c}}$	$m_{n\pi} + m_{\mu},$ Kg		$\Delta f$ , Гц			
		колебаний	1	1,5	2	2,5
	230	У <sub>тах.<i>раз</i></sub> , ММ	4,37	4,94	4,47	4,63
		$y_{\max.mop}$ , MM	4,89	3,89	3,28	2,94
	280	у <sub>тах.<i>раз</i></sub> , ММ	3,5	4,05	3,84	3,96
		$y_{\max.mop}$ , MM	4,08	3,16	2,25	2,35
	220	$y_{\max.pa3}$ , MM	2,95	3,4	3,39	3,41
2.5	550	$y_{\max.mop}$ , MM	3,51	2,62	2,66	1,94
2.3	290	$y_{\max.pas}$ , MM	2,61	2,93	3	2,99
	360	$y_{\max.mop}$ , MM	3,15	2,3	1,87	1,68
	420	$y_{\max.pa3}$ , MM	1,84	2,52	2,72	2,65
	430	$y_{\max.mop}$ , MM	2,93	2	1,89	1,45
	480	$y_{\max.pa3}$ , MM	1,67	2,28	2,46	2,38
		$y_{\max.mop}$ , MM	2,7	2,57	1,43	1,73
	230	$y_{\max.pa3}$ , MM	4,53	4,44	4,56	4,69
		$y_{\max.mop}$ , MM	4,83	3,92	3,36	2,96
_	280	$y_{\max. pa3}$ , MM	3,7	3,73	3,92	3,95
		$y_{\max.mop}$ , MM	4,03	3,19	3,22	2,39
	330	$y_{\max.pa3}$ , MM	3,09	3,31	3,42	3,37
		$y_{\max.mop}$ , MM	3,29	2,69	2,2	1,99
5	380	$y_{\max.pa3}$ , MM	2,63	2,99	3	2,92
		$y_{\max.mop}$ , MM	2,91	2,34	1,96	1,73
	430	$y_{\max.pa3}$ , MM	2,32	2,71	2,86	2,56
		$y_{\max.mop}$ , MM	2,26	2,06	1,79	1,49
	480	$y_{\max.pa3}$ , MM	2,15	2,47	2,39	2,26
	480	$y_{\max.mop}$ , MM	2,37	1,7	1,49	1,32

частоты  $\Delta f$ 

Продолжение таблицы 3.2

	230	<i>У</i> <sub>тах.<i>раз</i></sub> , ММ	4,1	4,6	4,7	4,69
		$y_{\max.mop}$ , MM	4,2	4,02	3,4	2,99
	280	<i>У</i> <sub>тах.<i>раз</i></sub> , ММ	3,81	3,95	3,93	3,84
		$y_{\max.mop}$ , MM	2,76	3,07	2,85	2,4
	330	<i>У</i> <sub>тах.<i>раз</i></sub> , ММ	3,41	3,41	3,31	3,21
10		$y_{\max.mop}$ , MM	2,93	2,79	2,25	2,07
10	200	<i>У</i> <sub>тах.<i>раз</i></sub> , ММ	3,03	2,96	2,83	2,72
	380	$y_{\max.mop}$ , MM	2,44	2,36	1,96	1,78
	420	<i>У</i> <sub>тах.<i>раз</i></sub> , ММ	2,7	2,6	2,45	2,34
	430	$y_{\max.mop}$ , MM	1,84	1,85	1,78	1,44
	190	<i>У</i> <sub>тах.<i>раз</i></sub> , ММ	2,42	2,28	2,14	2,05
	480	$y_{\max.mop}$ , MM	1,83	1,86	1,55	1,39
	230	<i>У</i> <sub>тах.<i>раз</i></sub> , ММ	4,71	4,68	4,6	4,51
		$y_{\max.mop}$ , MM	2,71	2,96	3,32	3,13
	280	<i>У</i> <sub>тах.<i>раз</i></sub> , ММ	3,86	3,78	3,68	3,56
		$y_{\max.mop}$ , MM	2,77	2,9	2,85	2,37
	330	<i>у</i> <sub>тах.<i>раз</i></sub> , ММ	3,21	3,12	3	2,89
20		$y_{\max.mop}$ , MM	2,3	2,45	1,95	2,15
20	380	<i>у</i> <sub>тах.<i>раз</i></sub> , ММ	2,7	2,6	2,48	2,39
		$y_{\max.mop}$ , MM	1,79	1,93	2	1,86
	430	<i>У</i> <sub>тах.<i>раз</i></sub> , ММ	2,29	2,2	2,09	2,01
		$y_{\max.mop}$ , MM	1,48	1,52	1,66	1,63
	480	<i>У</i> <sub>тах.<i>раз</i></sub> , ММ	1,97	1,93	1,83	1,85
		$y_{\max.mop}$ , MM	1,22	1,42	1,37	1,73

Результаты моделирования, приведенные в таблице 3.2, показывают, что применение функции пропуска частот в инверторе приводит к небольшому снижению амплитуд колебаний вибрационного стола. Например, при выборе полосы пропуска  $\Delta f = 1,5$  Гц максимальная амплитуда колебаний ненагруженного стола массой m = 230 кг составит 4,44 мм. Следовательно, снижение составит незначительную величину – 4,5 %. Кроме того, необходимо отметить неоднозначный ха-

рактер влияния на максимальную амплитуду резонансных колебаний как полосы пропуска, так и темпа разгона и торможения.

Следует также отметить, что применение функции пропуска резонансной частоты сужает возможный диапазон частот колебаний испытуемого изделия. Например, при суммарной массе стола с изделием 280 кг и полосе пропуска  $\Delta f = 2,5$  Гц невозможно задать частоту колебаний 5 Гц рассматриваемого вибростенда.

# 3.3 Коррекция статической характеристики частотного преобразователя для уменьшения амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола

Полученные в предыдущем параграфе результаты показывают необходимость поиска более эффективного способа уменьшения амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола.

Для решения поставленной задачи предлагается применить коррекцию статической характеристики частотного преобразователя, связывающую амплитуду напряжения  $U_1$  с частотой  $f_1$  [81].

В соответствии с формулой (2.30) резонансу соответствует частота формируемого инвертором напряжения

$$f_{pe3} = \frac{Z_n}{2\pi} \sqrt{\frac{k_y}{m_{nn} + m_u}}.$$
 (3.1)

Задаваясь некоторой величиной  $\Delta f$ , предлагается сформировать характеристику  $U_1(f_1)$  частотного преобразователя, которая определяется в виде следующих аналитических выражений [81]:

$$U_{1} = k_{U1}f_{1} + U_{0}, npu \ 0 \le f_{1} \le f_{pe3} - \Delta f \ u \ f_{pe3} + \Delta f < f_{1} \le f_{1HOM};$$

$$U_{1} = (k_{U1} - k_{1})f_{1} + k_{1}(f_{pe3} - \Delta f) + U_{0}, npu \ f_{pe3} - \Delta f < f_{1} \le f_{pe3};$$

$$U_{1} = (k_{U1} + k_{1})f_{1} - k_{1}(f_{pe3} + \Delta f) + U_{0}, npu \ f_{pe3} < f_{1} \le f_{pe3} + \Delta f,$$
(3.2)
где  $k_1 = \frac{k_{U1}f_{pes} + U_0 - U_{pes}}{\Delta f}$ ;  $U_{pes}$  – желаемая величина фазного напряжения на резо-

нансной частоте.

Вид такой характеристики при  $U_0 = U_{pes} = 0$  приведен на рисунке 3.9.



Рисунок 3.9 – Предлагаемый график зависимости U<sub>1</sub>(f<sub>1</sub>) для снижения амплитуд резонансных колебаний

Для рассматриваемого вибрационного стола  $k_{U1} = 4,4$  В/Гц при  $U_0 = U_p = 0$ , следовательно при величине  $\Delta f = 2$  Гц, коэффициент  $k_1 = 6,24$  В/Гц. Расчетная модель задающего воздействия, формирующая требуемую характеристику, представлена на рисунке 3.10 [81].



Рисунок 3.10 – Модель задающего воздействия

Исходя из выше сказанного расчетная модель вибрационного стола, учитывающая коррекцию статической характеристики частотного преобразователя в соответствии с формулами (3.2), будет иметь следующий вид (рисунок 3.11).

Проведенное моделирование показало, что при прохождении зоны резонанса происходит изменение напряжения на обмотках статора вибродвигателей по требуемому закону (рисунок 3.12) и снижение амплитуды резонансных колебаний как при разгоне (рисунок 3.13), так и при торможении (рисунок 3.14). В момент разгона с заданным темпом 5 Гц/с максимальная амплитуда резонансных колебаний составляет  $y_{\text{max}, pa3} = 4,49$  мм, а при торможении –  $y_{\text{max}, mop} = 4,21$  мм.



Рисунок 3.11 – Расчетная модель вибрационного стола с учетом коррекции статической характеристики частотного преобразователя



Рисунок 3.12 – График изменения фазного напряжения на выходе частотного преобразователя в случае применения предлагаемого способа коррекции статической характеристики



Рисунок 3.13 – График колебаний вибростола при разгоне и коррекции статической характеристики частотного преобразователя



Рисунок 3.14 – График колебаний вибростола при торможении и коррекции статической характеристики частотного преобразователя

Определенно, что на амплитуду резонансных колебаний вибрационного стола влияет темп разгона и торможения, величина  $\Delta f$  и масса испытуемого изделиям  $m_u$ . При этом параметры коррекции статической характеристики, а именно, коэффициент  $k_1$  будет меняться. Значения  $k_1$  в зависимости от резонансной частоты  $f_{pes}$  и величины  $\Delta f$  приведены в таблице 3.3.

fГш		<i>k</i> <sub>1</sub> , В/Гц	
J pe3 '	$\Delta f = 1, 5, \Gamma$ ц	$\Delta f = 2, \Gamma$ ц	$\Delta f = 2,5, \Gamma$ ц
2,838	8,32	6,24	4,99
2,572	7,55	5,66	4,53
2,37	6,95	5,22	4,17
2,208	6,48	4,86	3,89
2,076	6,09	4,57	3,66
1,965	5,77	4,33	3,46

Таблица 3.3 – Значения  $f_{pes}$  и  $k_1$  применяемые в расчетной

модели при м	моделировании
--------------	---------------

Результаты компьютерного моделирования представлены в таблице 3.4, они показывают зависимость максимальных амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола при разгоне  $y_{\max,pas}$  и торможении  $y_{\max,mop}$  от величины  $\Delta f$  и  $\left| \frac{df_{sad}}{dt} \right|$ 

Таблица 3.4 – Зависимость максимальных амплитуд резонансных колебаний вибростола при разгоне  $y_{\max, pa3}$  и торможении  $y_{\max, mop}$  от величины  $\Delta f$  и  $\left| \frac{df_{3a\partial}}{dt} \right|$ 

$df_{_{3a\partial}}$		<b>A</b>	$m_{nn} + m_u$						
Δƒ, Гц	$\left  \frac{dt}{dt} \right ,$ $\Gamma \mu/c$	Амплитуды колебаний (мм)	230	280	330	380	430	480	
	2.5	${\cal Y}_{\max{.}pa3}$	4,56	3,63	2,89	2,2	1,88	1,76	
1,5	2,5	${\mathcal Y}_{\max.\mathit{mop}}$	4,25	4,17	2,42	2,05	2,1	1,66	
	5	${\cal Y}_{\max.\mathit{pas}}$	4,74	3,85	3,12	2,66	2,44	2,24	
		${\cal Y}_{\max.mop}$	3,39	2,75	2,71	1,97	2,05	1,83	
	10	${\mathcal Y}_{\max.\mathit{pas}}$	4,66	3,94	3,4	3	2,65	2,36	
		${\cal Y}_{\max.mop}$	3,38	2,9	1,98	2,47	1,55	1,27	
	20	${\cal Y}_{\max.pa3}$	4,65	3,79	3,15	2,65	2,26	1,94	
	20	${\cal Y}_{\max.mop}$	2,76	2,3	2,4	1,67	1,44	1,2	

	2.5	${\cal Y}_{\max.\mathit{pas}}$	4,38	3,49	2,78	$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	_	
	2,3	${\cal Y}_{\max.mop}$	4,11	3,78	3,24	2,54	2,32	-
	5	${\cal Y}_{\max.\mathit{pas}}$	4,49	3,56	2,87	2,59	2,37	_
2	5	${\cal Y}_{\max.mop}$	4,21	3,5	2,68	2,39	1,79	_
2	10	${\mathcal Y}_{\max.\mathit{pas}}$	4,64	3,93	3,4	2,98	2,63	-
	10	${\cal Y}_{\max.mop}$	3,73	2,22	2,01	2,4	1,56	_
	20	${\mathcal Y}_{\max.\mathit{pas}}$	4,63	3,76	3,11	2,61	2,22	_
	20	${\cal Y}_{\max.mop}$	2,75	2,06	1,61	1,82	1,44	_
2.5 -	2.5	${\cal Y}_{\max.\mathit{pas}}$	4,35	3,44	_	_	_	_
	2.3	${\cal Y}_{\max.mop}$	4	3,7	_	_	_	_
	5	${\cal Y}_{\max.\mathit{pas}}$	4,3	3,32	_	_	_	_
	5	${\cal Y}_{\max.mop}$	4,51	3,76	_	_	_	_
	10	${\mathcal Y}_{\max.\mathit{pas}}$	4,57	3,91	_	_	_	-
	10	${\cal Y}_{\max.\mathit{mop}}$	2,75	2,2	_	_	_	_
	20	$\mathcal{Y}_{\max. pas}$	4,62	3,75	_	_	_	_
	20	$y_{\max.mop}$	2,8	2,04	_	_	_	_

Продолжение таблицы 3.4

Полученные результаты моделирования позволили установить, что предлагаемый способ коррекции статической характеристики частотного преобразователя позволяет уменьшить амплитуды резонансных колебаний вибрационного стола с двумя дебалансными вибродвигателями. Установлено, что при темпе разгона задающего воздействия 5 Гц/с и  $\Delta f = 2$  Гц значения амплитуд резонансных колебаний являются одними из самых минимальных.

Следует отметить, что полученные результаты моделирования в таблице 3.4 при темпе разгона задающего воздействия 5 Гц/с и  $\Delta f = 2$  Гц дают предположение для поиска еще более эффективного способа уменьшения амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола. С этой целью, для осуществления компенсации инерционности вибродвигателей при низких частотах, в компьютерной модели было принято начальное превышение напряжения на нулевой частоте  $U_0 = 4$  В. При этом расчетная модель задающего воздействия, примет следующий вид (рисунок 3.15).



Рисунок 3.15 — Модель задающего воздействия с начальным превышением напряжения на нулевой частоте  $U_0 = 4$  В

Значения  $k_1$  в зависимости от резонансной частоты  $f_{pes}$  и величины  $\Delta f = 2$  Гц приведены в таблице 3.5. Результаты компьютерного моделирования, показывающие зависимость максимальных амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола при разгоне  $y_{\max,pas}$  и торможении  $y_{\max,mop}$  от величины  $\Delta f = 2$  Гц и  $\left| \frac{df_{sad}}{dt} \right| = 5$  Гц/с представлены в таблице 3.6.

Таблица 3.5 – Значения  $f_p$  и  $k_1$  применяемые в расчетной

<i>f</i> , Гц	$k_1$ , В/Гц
<i>J pe</i> 3 <i>J</i>	$\Delta f = 2, \Gamma$ ц
2,838	8,13
2,572	7,56
2,37	7,12
2,208	6,77
2,076	6,48
1,965	_

модели при моделировании

Таблица 3.6– Зависимость максимальных амплитуд резонансных колебаний вибростола при разгоне  $y_{\max.pa3}$  и торможении  $y_{\max.mop}$  от величины  $\Delta f$  и  $\left| \frac{df_{3a\partial}}{dt} \right|$ 

	$df_{_{3a\partial}}$	A			m <sub>nn</sub>	$+ m_u$		
Δ <i>f</i> , Гц	$\left  \begin{array}{c} dt \\ \Gamma \mu/c \end{array} \right ,$	колебаний (мм)	230	280	330	380	430	480
2	5	${\mathcal Y}_{\max.\mathit{pas}}$	3,96	3,6	3,27	2,95	2,62	
2	5	$y_{\max.mop}$	3,17	2,48	2,23	2,45	1,67	_

Для подтверждения выбора оптимального значения  $U_0 = 4$  В, построена зависимость  $y_{\text{max}}(U_0)$  (рисунок 3.16). Значения амплитуд резонансных колебаний в зависимости  $y_{\text{max}}(U_0)$  при величине  $\Delta f = 2$  Гц и  $\left|\frac{df_{3a\partial}}{dt}\right| = 5$  Гц/с представлены в таблице 3.7.



Рисунок 3.16 – График изменения амплитуд колебаний вибростола при разгоне и торможении вибродвигателей в зависимости  $y_{max}(U_0)$ 

Таблица 3.7- Значения амплитуд резонансных колебаний в

зависимости $y_{\text{max}}(U_0)$ при величине $\Delta f = 2$ Гц и $\left  \frac{d_y}{d_y} \right $	$\left \frac{3a\partial}{dt}\right  = 5$	Гц/с
---	--	------

$\Delta f$	$df_{_{3a\partial}}$	Амплитуды					$U_0$	, B				
, Гц	<i>dt</i> , Гц/с	колебаний (мм)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2	5	$\mathcal{Y}_{\max.pas}$	4,39	4,27	4,19	3,96	4,11	4,09	4,25	4,45	4,63	4,72
Ζ	5	$y_{\max.mop}$	4,24	3,42	3,26	3,17	4,62	4,5	4,02	3,77	3,5	3,39

Таким образом, можно сделать вывод, что коррекция зависимости  $U_1(f_1)$  обеспечивает значительное уменьшение резонансных амплитуд колебаний вибрационного стола, а применение способа с компенсацией инерционности вибродвигателя на низких частотах делает ее более эффективной. Действительно, усредненные значения амплитуды резонансных колебаний на этапах разгона и торможения снижаются в 1,3 раза.

Техническая реализация предлагаемого способа согласно системе выражений (3.2), легко может быть осуществима в современных частотных преобразователях за счет функции свободного программирования кривой всего лишь по трем точкам. Однако, исходя из формулы (3.1) следует учесть, что резонансная частота зависит и от массы испытуемого изделия. Поэтому, перед запуском вибрационного стенда необходимо проводить настройку инвертора, а именно зависимость  $U_1(f_1)$ , под фактическое значение частоты резонанса.

Применение коррекции статической характеристики частотного преобразователя позволяет не только снизить амплитуды резонансных колебаний, но и обеспечить работу вибрационного стенда на частотах близких к резонансу. Например, компьютерное моделирование показывает, что рассматриваемый вибрационный стол с массой  $m_{nn} = 230$  кг устойчиво работает на частоте 5 Гц (рисунок 3.17). Более того, работоспособность сохраняется и на частоте 4,5 Гц



Рисунок 3.17 – График колебаний вибростола на частоте 5 Гц при коррекции статической характеристики частотного преобразователя

# 3.4 Методика расчета координат точек свободно программируемой зависимости напряжения от частоты и настройка инвертора для обеспечения снижения амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола

Реализация разработанного способа снижения амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола требует соответствующей настройки частотного преобразователя, управляющего скоростью вращения асинхронных двигателей. Прежде всего в инверторе должен быть выбран режим скалярного управления со свободно программируемой характеристикой  $U_1(f_1)$ . При этом необходимо, чтобы в частотном преобразователе были доступны всего лишь три программируемые точки (рисунок 3.18).



Рисунок 3.18 – Предлагаемый график зависимости U<sub>1</sub>(f<sub>1</sub>) для уменьшения амплитуд резонансных колебаний

Возможностью задания трех точек на свободно программируемой кривой  $U_1(f_1)$  обладают, например, частотные преобразователи Sinamics G120.

При настройке инвертора необходимо также выбрать режим так называемой вольтдобавки или постоянного увеличения напряжения, которая определяет величину выходного напряжения на нулевой частоте  $U_0$ .

Затем крайне важно произвести корректный расчет координат свободно программируемой кривой зависимости амплитуды напряжения от частоты, которые задаются в инверторе. Методику расчета координат точек 1, 2 и 3 можно представить в виде алгоритма (рисунок 3.19).



Рисунок 3.19 – Алгоритм расчета координат точек 1, 2 и 3

Исходными данными для проведения расчёта являются массы платформы  $m_{nn}$  и испытуемого изделия  $m_u$ , приведенная жесткость пружин  $k_y$ , число пар полюсов  $Z_n$ , номинальное напряжение  $U_{1HOM}$  и частота  $f_{1HOM}$  асинхронных вибродвигателей, напряжение частотного преобразователя на нулевой частоте  $U_0$ , приращение частоты  $\Delta f$  и желаемое напряжение на резонансной частоте  $U_{Des}$ .

На первом шаге в соответствии с суммарной массой подвижной платформы и испытуемого изделия рассчитывается частота питающего напряжения вибродвигателей, соответствующая резонансной частоте механической части вибрационного стола по формуле (3.1). Исходя из этой частоты производится расчет абсциссы первой точки свободно программируемой кривой зависимости амплитуды напряжения от частоты

$$f_{1.1} = f_{pe3} - \Delta f \;. \tag{3.3}$$

Ордината этой точки вычисляется по формуле

$$U_{1.1} = U_0 + \frac{U_{1HOM} - U_0}{f_{1HOM}} f_{1.1}.$$
(3.4)

Абсцисса второй точки принимается равной резонансной частоте, рассчитанной по формуле (3.1)

$$f_{1.2} = f_{pe3} \,. \tag{3.5}$$

Ордината второй точки соответствует желаемому напряжению на резонансной частоте, которое определяется результатами моделирования

$$U_{1,2} = U_{pe3}.$$
 (3.6)

В частном случае эта величина может быть принята равной нулю  $U_{1,2} = 0$ . Абсцисса третьей точки принимается равной

$$f_{1.1} = f_{pes} + \Delta f \;. \tag{3.7}$$

Ордината третьей точки рассчитывается по выражению, аналогичному (3.5)

$$U_{1.3} = U_0 + \frac{U_{1HOM} - U_0}{f_{1HOM}} f_{1.3}.$$
 (3.8)

Формулы (3.1), (3.3) – (3.8) являются основой методики и алгоритма расчета точек свободно программируемой характеристики  $U_1(f_1)$  частотного преобразователя.

Для завершения настройки инвертора необходимо обязательно ввести параметры номинального напряжения  $U_{1_{HOM}}$  вибродвигателей, соответствующего номинальной частоте  $f_{1_{HOM}}$ , что обычно производится при выполнении так называемого быстрого ввода в эксплуатацию частотного преобразователя.

## 3.5 Снижение амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола за счет асинхронного запуска и торможения вибродвигателей

Очевидно, что амплитуды резонансных колебаний зависят от величины возбуждающих их сил, вызываемых дебалансами. В связи с этим для снижения этих амплитуд предлагается оснастить вибрационный стенд двумя частотными преобразователями, что позволит осуществлять раздельный запуск и торможение вибродвигателей. То есть при наличии двух инверторов можно осуществлять запуск и торможение одного из вибродвигателей с задержкой времени, кратной периоду частоты питающего напряжения, наблюдающегося при установившихся колебаниях. В этом случае электротехнический комплекс вибрационного стола с двумя асинхронными дебалансными вибродвигателями и частотными преобразователями будет описываться следующей системой уравнений

$$\begin{split} & (T_{11}p+1)\psi_{11x} = T_{11}U_{11x} + \frac{L_{01}}{L_{21}'}\psi_{21x} + T_{11}\omega_{01}\psi_{11y}; \\ & (T_{11}p+1)\psi_{11y} = T_{11}U_{11y} + \frac{L_{01}}{L_{21}'}\psi_{21y} - T_{11}\omega_{01}\psi_{11x}; \\ & (T_{21}p+1)\psi_{21x} = \frac{L_{01}}{L_{11}}\psi_{11x} + T_{21}(\omega_{01} - \omega_{1})\psi_{21y}; \\ & (T_{21}p+1)\psi_{21y} = \frac{L_{01}}{L_{11}}\psi_{11y} - T_{21}(\omega_{01} - \omega_{1})\psi_{21x}; \\ & J_{np1}p\omega_{1} = \frac{m_{1}Z_{n1}L_{01}}{2\Delta_{1}}(\psi_{11y}\psi_{21x} - \psi_{11x}\psi_{21y}) - m_{10}r_{10}(p^{2}y + g)\sin\varphi_{1} - M_{01}; \\ & U_{11x} = U_{11y} = k_{U1}k_{cn1}f_{xu0} + U_{01}; U_{12x} = U_{12y} = k_{U2}k_{cn2}f_{xu0}(t - \tau) + U_{02}; \\ & \omega_{01} = \frac{2\pi k_{cn1}f_{xu0}}{Z_{n1}}; \\ & \omega_{02} = \frac{2\pi k_{cn2}f_{xu0}(t - \tau)}{Z_{n2}}; \\ & (T_{12}p+1)\psi_{12x} = T_{12}U_{12x} + \frac{L_{02}}{L_{22}}\psi_{22x} + T_{12}\omega_{02}\psi_{12x}; \\ & (T_{12}p+1)\psi_{12y} = T_{12}U_{12y} + \frac{L_{02}}{L_{22}}\psi_{22y} - T_{12}\omega_{02}\psi_{12x}; \\ & (T_{22}p+1)\psi_{22x} = \frac{L_{02}}{L_{12}}\psi_{12x} + T_{22}(\omega_{02} - \omega_{2})\psi_{22y}; \\ & (T_{22}p+1)\psi_{22y} = \frac{L_{02}}{L_{12}}\psi_{12y} - T_{22}(\omega_{02} - \omega_{2})\psi_{22x}; \\ & J_{np2}p\omega_{2} = \frac{m_{1}Z_{n2}L_{02}}{2\Delta_{2}}(\psi_{12y}\psi_{22x} - \psi_{12x}\psi_{22y}) - m_{20}r_{20}(p^{2}y + g)\sin\varphi_{2} - M_{02}; \\ & m_{\Sigma}p^{2}y + b_{y}py + k_{y}y = m_{10}r_{10}(p\omega_{1}\sin\varphi_{1} + \omega_{1}^{2}\cos\varphi_{1}) + \\ & + m_{20}r_{20}(p\omega_{2}\sin\varphi_{2} + \omega_{2}^{2}\cos\varphi_{2}) - m_{\Sigma}g, \end{aligned}$$

где  $\tau$  – время задержки;  $M_{01}$  и  $M_{02}$  – моменты холостого хода первого и второго вибродвигателя, соответственно;  $k_{cn1}$  и  $k_{cn2}$  – коэффициенты передачи первого и второго частотных преобразователей; последняя цифра в индексах определяет принадлежность параметра к первому или второму вибродвигателю.

Для проверки предлагаемого способа снижения амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола на основе системы уравнений (3.9) разработана расчетная модель, в которой можно регулировать задержку времени на разгон и торможение одного вибродвигателя относительно другого (рисунок 3.20).



Рисунок 3.20 – Расчетная модель вибрационного стола при асинхронном запуске вибродвигателей

Она показывает, что при введении задержки времени на запуск второго вибродвигателя амплитуда колебаний при прохождении резонанса значительно уменьшается (рисунок 3.21). Аналогичный результат показывает и график колебаний, который наблюдается при введении задержки на торможение (рисунок 3.22).



Рисунок 3.21 – График колебаний вибростола при асинхронном запуске вибродвигателей с задержкой 0,06 с



Рисунок 3.22 – График колебаний вибростола при асинхронном торможении вибродвигателей с задержкой 0,06 с

Установлено, что амплитуды колебаний при прохождении резонанса при разгоне  $y_{\max.pas}$  и торможении  $y_{\max.mop}$  вибродвигателей зависят от величины времени задержки  $\tau$ .

Результаты моделирования колебаний вибростола на частоте 50 Гц и темпом разгона 5 Гц/с при вариации  $\Delta t$  сведены в таблицу 3.8. Проведенный анализ полученных результатов позволил сделать вывод, что оптимальной является величина задержки  $\tau = 0,06$  с, то есть равная 3 периодам частоты питающего напряжения при установившихся колебаний. При этом амплитуда колебаний вибрационного стола при прохождении резонанса при разгоне равна  $y_{max.pas} = 2,36$ мм, а при торможении –  $y_{max.mon} = 1,91$  мм.

Таблица 3.8 – Значения амплитуд резонансных колебаний y<sub>max.pa3</sub> и y<sub>max.mop</sub> при асинхронном запуске и торможении вибродвигателей в зависимости от задержки времени τ

τ, c	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14
<i>У<sub>тах.раз</sub></i> , ММ	3,77	3,26	2,36	2,4	2,43	2,81	2,78
$y_{\max.mop}$ , MM	4	3	1,91	2,24	3,58	2,65	3,39

Полученные результаты показывают, что оснащение вибрационного стола двумя частотными преобразователями, работающими каждый на свой вибродвигатель, и осуществление асинхронного пуска и торможения позволяет снизить амплитуды резонансных колебаний в 2,18 раза.

## 3.6 Способы снижения амплитуд резонансных колебаний в режиме аварийного торможения вибрационного стола при пропадании напряжения питания

При работе вибрационных стендов, оснащенных частотными преобразователями возможно возникновение аварийных режимов связанных, например, с отключением напряжения и сбоев электрической сети. Такие режимы приводят к перегреву электрооборудования и своевременному выходу его из строя или остановки вибродвигателей выбегом, что является крайне недопустимым явлением.

В целях предотвращения возможных аварийных режимов, в настоящем параграфе рассмотрен один из способов остановки вибродвигателей с помощью конденсаторной батареи, подключенной в цепь статорной обмотки вибродвигателей.

Принципиальная схема представлена на рисунке 3.23, которая содержит частотный преобразователь «Altivar 71», коммутационный элемент QF, конденсаторную батарею и два вибродвигателя M.

Работа представленой схемы осуществляется следующим образом.

Для пуска вибродвигателей M необходимо включить коммутационный элемент QF и нажать на лицевой панели «Altivar 71» кнопку «RUN». Вибродвигатели будут работать в обычном режиме, при этом подключенные в схеме конденсаторы обеспечивают компенсацию реактивной мощности.

При возникновении аварийного режима, вибродвигатели работают в режиме генератора с самовозбуждением. При этом реактивная мощность, необходимая для возбуждения, поступает в цепь статоров от конденсаторной батареи. Самовозбуждение вибродвигателей возникает за счет остаточного магнитного потока. При вращении роторов в обмотке статоров вибродвигателей возникает небольшая ЭДС, под действием которой в цепи статоров протекает ток. Конденсаторы, включенные в цепь статора, сдвигают ток статоров на 90° в сторону опережения. В результате магнитный поток вибродвигателей увеличивается, что приводит к увеличению ЭДС и тока статоров и т. д.



Рисунок 3.23 – Принципиальная схема аварийного торможения вибродвигателей с помощью конденсаторной батареи

Самовозбуждение проходит так же, как в генераторах постоянного тока с параллельным возбуждением. После самовозбуждения вибродвигатели переходит в генераторный режим и создают тормозной момент, под действием которого происходит снижение скорости [74].

Расчетная схема, приведенная на рисунке 3.24, позволяет смоделировать режим аварийного конденсаторного торможения.

93



Рисунок 3.24 – Расчетная модель электротехнического комплекса вибрационного стола в режиме аварийного

конденсаторного торможения

1115

Она учитывает, что с учетом фазового сдвига конденсаторы обеспечивают подержание напряжения пропорционально ЭДС вращения (например, первого вибродвигателя)

$$U_{1.am} = \frac{Z_n \omega_1 \psi_1}{R_1 C Z_n \omega_1 + 1},$$

где С – емкость конденсаторной батареи, приведенная на фазу двигателя.

График колебаний вибрационного стола в режиме аварийного конденсаторного торможения показывает, что это является эффективным способом снижения амплитуд колебаний при прохождении резонанса (рисунок 3.25).



Рисунок 3.25 – График колебаний вибростола в режиме аварийного конденсаторного торможения

Максимальная амплитуда колебаний равна 3,34 мм, что на 14,2 % меньше, чем при аварийном торможении без конденсаторов.

Осуществить аварийную остановку вибродвигателей можно также с помощью симисторно-конденсаторного коммутатора [82].

Принципиальная схема представлена на рисунке 3.26.



Рисунок 3.26 – Принципиальная схема аварийного торможения вибродвигателей с симисторно-конденсаторным коммутатором

Схема содержит частотный преобразователь «Altivar 71», коммутационный элемент QF, схему конденсаторно-симисторного коммутатора «A1» и два вибродвигателя M.

Работа приведенной схемы осуществляется следующим образом.

Для пуска вибродвигателей M включается коммутационный элемент QF и нажимается на лицевой панели «Altivar 71» кнопка «RUN», вибродвигатели работают в обычном режиме. Коммутационные элементы (симисторы) VS1 и VS2 открыты, конденсаторы C1, C2 и C3 подключены параллельно фазам сети и обеспечивают компенсацию реактивной мощности [82].

При возникновении аварийного режима (отключение от сети, сбой в работе частотного преобразователя) симисторы *VS1* и *VS2* запираются и вибродвигатели переходят в режим торможения, при котором конденсаторы все конденсаторы включаются между двух фаз. При этом суммарная емкость конденсаторной батареи увеличивается в 1,5 раза, которая сдвигает ток на угол, зависящий от частоты ЭДС, наводимой в статорных обмотках вибродвигателей.

После остановки вибродвигателей вибрационный стенд посредством коммутационного элемента *QF* отключается от сети.

#### 3.7 Выводы по третьей главе

1. Компьютерное моделирование рассматриваемого вибрационного стола показало, что при прохождении резонансной частоты во время разгона и торможения амплитуда колебаний увеличивается в 2,5 раза.

2. Применение стандартной функции пропуска резонансной частоты, имеющейся в современных частотных преобразователях, практически не приводит к снижению амплитуд резонансных колебаний.

3. Методом компьютерного моделирования доказано, что предложенный способ коррекции статической характеристики  $U_1(f_1)$  частотного преобразователя позволяет снизить амплитуды резонансных колебаний в 1,3 раза.

4. Разработанная методика расчета точек свободно программируемой кривой  $U_1(f_1)$  позволяет корректно настраивать частотный преобразователь для обеспечения снижения амплитуд резонансных колебаний.

5. Разработанная математическая модель электротехнического комплекса вибрационного стола, оснащенного двумя частотными преобразователями, позволяет моделировать режимы работы вибрационной системы при асинхронном запуске и торможении вибродвигателей с регулируемой задержкой.

6. Предлагаемый способ асинхронного запуска и торможения вибродвигателей с помощью двух частотных преобразователей обеспечивает снижение амплитуд резонансных колебаний в 2,18 раза.

7. Разработанные схемы конденсаторного торможения позволяют снизить амплитуду резонансных колебаний при аварийном торможении на 14,2%.

## 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИОННОГО СТОЛА С АСИНХРОННЫМИ ДЕБАЛАНСНЫМИ ВИБРОДВИГАТЕЛЯМИ

# 4.1 Экспериментальная установка для исследования работы вибрационного стола с асинхронными дебалансными вибродвигателями в разных режимах

Оценка адекватности теоретических и расчетных исследований проводилась на экспериментальной установки (рисунок 4.1) с двумя асинхронными двигателя серии 4AA56B4У3.

Управление асинхронными двигателями осуществлялось от частотного преобразователя «Altivar 71» фирмы Schneider Electric (рисунок 4.2), который обладает функцией коррекции статической характеристики, а именно зависимостью Uот f.



Рисунок 4.1 – Экспериментальная установка



Рисунок 4.2 – Частотный преобразователь Altivar 71

Экспериментальная установка представлена в виде вибрационной системы, которая совершает вертикально направленные колебания, расчетная схема которой представлена во второй главе настоящей работы (рисунок 2.2), где также подробно изложены уравнения ее движения.

Экспериментальная установка позволяет варьировать различные параметры, что дает возможность тщательно и глубоко изучить режимы ее работы, а также процессы, происходящие в ней.

Состав экспериментальной установки:

- стационарное основание массой 30 кг, выполненного из цельного стального листа;

- вибрационный стол, собранный из четырех листов. Листы стянуты между собой болтовыми соединениями, что обеспечивает регулирование массы стола;

- шесть пружин цилиндрической формы. Пружины обеспечивают соединение стола с основанием;

- два жестко закрепленных на столе асинхронных электродвигателя серии 4AA56B4У3;

- комплект одинаковых по форме, но разных по массе дебалансов. Дебалансы скреплены болтовым соединением и имеют возможность регулировать собственную массу в пределах от 50 до 250 грамм.

При проведении экспериментальных исследований, была собрана измерительная система и подключены приборы (рисунок 4.3), позволяющие фиксировать виброускорение виброплатформы и суммарный ток, потребляемый электродвигателями.



Рисунок 4.3 – Экспериментальная установка, управляемая от частотного преобразователя «Altivar 71» и измерительные приборы

В состав измерительной части экспериментальной установки входят следующие датчики и приборы:

- два датчика пьезоакселерометра типа АП11, которые с помощью цианакрилатного клея марки ТК-200 наклеены через текстолитовую шайбочку к виброплатформе; - усилитель-формирователь NEXUS 2692 принимающий сигнал в виде заряда от датчиков и преобразующий его в напряжение;

- цифровой осциллограф HEWLETT PACKARD 54645А принимающий сигнал в виде напряжения с усилителя;

- прибор типа «Д552» (класс точности – 0,5), фиксирующий ток, потребляемый асинхронными двигателями.

### 4.2 Расчет параметров и компьютерное моделирование экспериментальной установки

Для оценки адекватности проведенных выше теоретических исследований проведем компьютерное моделирование экспериментальной установки, а затем сравним результаты расчетов с результатами натурных экспериментов.

Экспериментальная установка имеет следующие технические параметры: – тип вибродвигателей 4AA56B4V3 со следующими техническими характеристиками:  $P_{\mu_{0M}} = 0,18$  кВт;  $U_1 = 220$  В;  $f_1 = 50$  Гц;  $J_{np1} = J_{np2} = 0,00092$  кГм<sup>2</sup>;  $Z_n = 2$ ;  $\cos \varphi = 0,64$ ;  $\eta = 0,64$ ;  $R_1 = 55,623$  Ом;  $L_1 = 1,4565$  Гн;  $R'_2 = 46,241$  Ом;  $L'_2 = 1,5244$  Гн;  $L_0 = 1,3679$  Гн;  $T_1 = 0,0041$  с;  $T_2 = 0,0052$  с; – параметры вибрационной системы:  $m_{nn} = 13$  кГ,  $b_y = 120$  Нс/м,  $k_y = 78810$  Н/м;  $m_{10} = m_{20} = 0,2$  кГ;  $r_{10} = r_{20} = 0,025$  м.

Расчетная модель экспериментальной установки, созданная в программе Matlab Simulink, приведена на рисунке 4.4. Она содержит две расчетные модели асинхронных двигателей 4АА56В4УЗ (рисунок 4.5).



Рисунок 4.4 – Расчетная модель экспериментальной установки, созданная в программе Matlab Simulink

103



Рисунок 4.5 – Расчетная модель асинхронного электродвигателя 4АА56В4У3

С помощью расчетной модели получены графики резонансных колебаний вибростола при разгоне (рисунок 4.6), торможения (рисунок 4.7) и колебаний в установившемся режиме (рисунок 4.8). Темп разгона в модели принят равным 5 Гц/с. Анализ расчетов показывает, что ожидаемая максимальная амплитуда резонансных колебаний вибрационного стола при разгоне будет составлять  $y_{max,pas} = 6,21$  мм, причем резонанс наступает при частоте питающего напряжения 26,45 Гц. Максимальная амплитуда резонансных колебаний при торможении равна  $y_{max,mop} = 5,82$  мм, а установившаяся амплитуда колебаний ожидается в районе  $y_{ycm} = 1,02$  мм. Расчетная модель позволяет также построить график изменения действующего значения тока статора каждого электродвигателя (рисунок 4.9).



Рисунок 4.6 – График колебаний вибрационного стола экспериментальной установки при разгоне с темпом 5 Гц/ с



Рисунок 4.7 – График колебаний вибрационного стола экспериментальной установки приторможении с темпом 5 Гц/ с



Рисунок 4.8 – График установившихся колебаний вибрационного стола экспериментальной установки на частоте питающего напряжения 50 Гц



Рисунок 4.9 – Расчетный график изменения тока статора асинхронного двигателя 4AA56B4У3 при работе экспериментальной установки

Рисунок 4.9 показывает, что ток, потребляемый каждым асинхронным двигателем в режиме установившихся колебаний должен быть равен 0,315 A, а при прохождении резонансной частоты в момент времени 5,29 ток должен составлять 0,29 A.

#### 4.3 Передаточная функция электротехнического комплекса экспериментальной установки

По приведенным выше данным в программе Matlab Simulink набрана расчетная модель вибродвигателя 4AA56B4У3 (рисунок 4.10). С помощью представленной расчетной модели был построен график переходного процесса в «малом» на начальной частоте напряжения 50 Гц при подаче приращения частоты в 0,3 Гц (рисунок 4.11).



Рисунок 4.10 – Расчетная модель вибродвигателя 4АА56В4У3


Рисунок 4.11 – График переходного процесса по управляющему воздействию в «малом» в вибродвигателе 4АА56В4У3 на начальной частоте напряжения 50 Гц при подаче приращения частоты в 0,3 Гц

С помощью приведенного на рисунке 4.11 графика, были найдены значения скорости  $\omega$  и ее производных  $\frac{d\omega}{dt}$  и  $\frac{d^2\omega}{dt^2}$  для различных моментов времени (таблица 4.1). Аналогично, тому как это сделано во второй главе, при определении данных введена новая система координат 0 $\omega t$ , начало которой совпадает с началом переходного процесса. Для определения коэффициентов знаменателя передаточной функции рассматриваемого асинхронного двигателя по данным таблицы 4.1 составлена система уравнений (2.36) для двух значений времени:  $t_1 = 0,004$  с и  $t_2 = 0,005$  с

$$57a_{11} = 0,667;$$

$$-250a_{01} + 59,5a_{11} = 0,609.$$
(4.1)

Из решения (4.1) следует, что  $a_{01} = 0,000232$  с<sup>2</sup>,  $a_{11} = 0,011402$  с, а коэффициент передачи вибродвигателя на частоте напряжения 50 Гц в соответствии с (2.37) равен:

$$k_{\partial y}^{50} = \frac{\omega(\infty) - \omega(0)}{\Delta f_1} = \frac{157,906 - 157,055}{0,3} = 3,003$$
 рад.

Таблица 4.1 – Исходные данные для идентификации математической модели электродвигателя 4AA56B4У3 на начальной частоте напряжения 50 Гц

<i>t</i> , c	ω,	dω	$d^2\omega$
	рад/с	dt	$\overline{dt^2}$ ,
		$pad/c^2$	рад/с <sup>3</sup>
0	0	0	0
0,001	0,065	-	-
0,002	0,115	56,5	-
0,003	0,178	59,5	250
0,004	0,234	57	0
0,005	0,292	59,5	-250
0,006	0,353	56,5	-
0,007	0,405	-	-
00	0,901	0	0

Следовательно, передаточную функцию асинхронного вибродвигателя 4AA56B4У3 на частоте 50 Гц можно представить динамическим звеном

$$W_{\partial y}(p) = \frac{k_{\partial y}}{a_{01}p^2 + a_{11}p + 1} = \frac{3,003}{0,000232p^2 + 0,011402p + 1},$$
(4.2)

Для оценки адекватности полученной передаточной функции (2.48) найдем значения ее коэффициентов для экспериментальной установки, оснащенной двумя вибродвигателями типа 4AA56B4У3, и имеющей параметры вибрационной системы:  $m_{n_1} = 13$  кг,  $b_y = 120$  Hc/м,  $k_y = 78810$  H/м;  $m_{10} = m_{20} = 0,2$  кг;  $r_{10} = r_{20} = 0,025$  м.

Для рассматриваемого вибростола в ненагруженном состоянии (без испытуемого изделия) формула (2.48) на начальной частоте напряжения 50 Гц принимает следующее численное значение

$$W_{yf}^{50}(p) = \frac{y(p)}{f_1(p)} = \frac{1,143129 \cdot 10^{-6} p^2}{2,33864 \cdot 10^{-12} p^6 + 9,999831 \cdot 10^{-11} p^5 + 7,917371 \cdot 10^{-8} p^4 + . \quad (4.3)$$
$$+2,998922 \cdot 10^{-6} p^3 + 5,724106 \cdot 10^{-4} p^2 + 0,013225p + 1$$

Моделирование в программе Matlab Simulink передаточной функции (4.3) позволяет получить расчетный график колебаний экспериментального вибростола (рисунок 4.12).



Рисунок 4.12 – Расчетный график колебаний экспериментального вибрационного стола на начальной частоте напряжения 50 Гц, построенный по передаточной функции (4.3)

Из анализа графика видно, что с помощью разработанной линеаризованной математической модели электротехнического комплекса вибрационного стола в виде передаточной функции (2.48) прогнозируется средняя амплитуда колебаний 1,091 мм.

## 4.4 Результаты натурных экспериментов

Натурные эксперимента проводились поэтапно. На первом этапе с помощью частотного преобразователя проводился разгон асинхронных двигателей с дебалансными возбудителями с заданным темпом  $f_{3ao} = 5$  Гц/с до номинальной частоты напряжения 50 Гц. Для этого в частотном преобразователе были сконфигурированы и введены необходимые параметры (таблица 4.2).

Меню	Подменю	Параметр	Описание параметра
ACCESS LEVEL (Уровень до- ступа)	Standard (Стандарт- ный)	-	Выбор уровня доступа
	Settings (Настройка)	0.1	приращение темпа
		10 c	время разгона электродвигателей
DRIVE MENU (Меню ПЧ)		10 c	время торможения электродвигате- лей
		0 Гц	нижняя скорость
		50 Гц	верхняя скорость
		1.15 A	тепловой ток двигателя
DRIVE MENU (Меню ПЧ)	Motor control (Привод)	50 Гц	стандартная частота напряжения питания двигателя
		0.36 кВт	номинальная мощность двигателя (двух параллельно подключенных)
		220 B	номинальное напряжение двигате- ля
		2.3 A	номинальный ток двигателя (двух параллельно подключенных)
		50 Гц	номинальная частота двигателя
		1370 об/мин	номинальная скорость двигателя
		50 Гц	максимальная частота
		V/F 2pts	закон управления двигателем

Таблица 4.2 – Настройка частотного преобразователя Schneider Electric «Altivar 71» для разгона вибродвигателей

Запуск экспериментальной установки подтвердил ее работоспособность при предложенном варианте настройки частотного преобразователя. Однако, при данном варианте были зафиксированы значительно максимальные амплитуды колебаний при резонансе в отличии от установившегося режима работы (рисунок 4.13).



Рисунок 4.13 – Амплитуды резонансных и установившихся виброускорений

Обработка приведенного графика установила, что резонанс наступает при частоте питающего напряжения 26 Гц. При этом резонансная частота ротора с учетом скольжения составляет  $\omega_{pes} = 77,86$  рад/с, ускорение вибростола при прохождении резонанса составляет 4g или a = 39,24 м/с<sup>2</sup>. Следовательно, максимальное перемещение вибростола при прохождении резонанса будет равно в соответствии с известной формулой

$$y_{\text{max.}pa32.} = \frac{a}{\omega_{pes}^2} = \frac{39,24}{(77,86)^2} = 6,47 \cdot 10^{-3} \text{ M}$$

ИЛИ  $y_{\text{max.}pa32.} = 6,47$  MM.

Поскольку установившиеся колебания происходят на частоте  $\omega_{ycm} = 151,2$  рад/с, а амплитуда установившегося виброускорения равна 2,5g, то  $a_{ycm} = 24,53$ 

 $m/c^2$  и амплитуда установившихся колебаний вибрационного стола экспериментальной установки составляет  $y_{vcm} = 1,07$  мм.

Значение тока двигателя при резонансе в момент разгона представлено на рисунке 4.14.







б)

Рисунок 4.14 — Ток двигателя при резонансе: а) показания с частотного преобразователя I = 0,5 A, б) показания прибора типа «Д552» I = 0,56 A

Произведено сравнение полученных экспериментальных данных с результатами компьютерного моделирования, которые показывают их высокое совпадение. На самом деле расхождение в резонансной частоте  $\Delta f_{pes}$  составляет 0,45 Гц или 1,73 %, погрешность в определении резонансной амплитуды не превышает  $\Delta y_{max,pas} = 4,02$  %, а погрешность амплитуды установившихся колебаний равна  $\Delta y_{ycm} = 4,67$  %. Различие в суммарном токе, потребляемом двумя асинхронными двигателями в момент прохождения резонанса, не превышает 0,02 A, что является незначительной величиной с учетом класса точности используемых измерительных приборов.

Следовательно, нелинейная математическая модель электротехнического комплекса вибрационного стола с дебалансными асинхронными вибродвигателями, полученная во второй главе, адекватна реальным процессам.

Особенно стоит отметить, что относительная погрешность определения амплитуды колебаний вибрационного стола по полученной передаточной функции (2.48) не превышает 1,96%. Следовательно, линеаризованная математическая модель электротехнического комплекса вибрационного стола с дебалансными асинхронными вибродвигателями также адекватным процессам и может быть использована при определении амплитуд колебаний вибрационной системы на этапе проектирования.

На втором этапе натурных экспериментов производилась оценка эффективности разработанного способа снижения амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола за счет коррекции статической частотного преобразователя. Для этого были сконфигурирована и введены необходимые параметры частотного преобразователя (таблица 4.3).

Принципиальная работоспособность частотного преобразователя с функцией коррекции статической характеристики подтверждена на экспериментальной установке с двумя асинхронными двигателя, управляемыми частотным преобразователе Schneider Electric «Altivar 71».

# Таблица 4.3 – Настройка частотного преобразователя

# Schneider Electric «Altivar 71» для разгона вибродвигателей

Меню	Подменю	Параметр		Описание параметра
ACCESS LEVEL (Уровень до- ступа)	Standard (Стандарт- ный)	-		Выбор уровня доступа
		0.1		приращение темпа
	Settings	10 c		время разгона электродвигателей
		10 c		время торможения электродвига- телей
	(Настройка)		0 Гц	нижняя скорость
DRIVE MENU (Меню ПЧ)		50 Гц		верхняя скорость
(Меню ПЧ)		1	.15 A	тепловой ток двигателя
	Motor con	50 Гц		стандартная частота напряжения питания двигателя
	Motor con- trol (Привод)	0.36 кВт		номинальная мощность двигателя (двух параллельно подключенных)
		220 B		номинальное напряжение двигателя
	Motor con- trol (Привод)	2.3 A		номинальный ток двигателя (двух параллельно подключенных)
		50 Гц		номинальная частота двигателя
		1370 об/мин		номинальная скорость двигателя
		50 Гц		максимальная частота
DRIVE MENU (Меню ПЧ		V/F 5pts	$U_{0} = 0 \text{ B}$ $U_{1} = 97 \text{ B}$ $f_{1} = 22 \Gamma \mu$ $U_{2} = 70 \text{ B}$ $f_{2} = 26 \Gamma \mu$ $U_{3} = 132 \text{ B}$ $f_{3} = 30 \Gamma \mu$ $U_{4} = 176 \text{ B}$ $f_{4} = 40 \Gamma \mu$ $U_{5} = 198 \text{ B}$ $f_{4} = 45 \Gamma \mu$	закон управления двигателем

Цифровой осциллограф HEWLETT PACKARD 54645А зафиксировал график амплитуд резонансных колебаний вибростола (рисунок 4.15), на котором четко видно, что амплитуда колебаний значительно сократилась.



Рисунок 4.15 – Амплитуды резонансных и установившихся виброускорений при коррекции статической характеристики частотного преобразователя

Обработка приведенного графика установила, что при той же резонансной частоте 26 Гц питающего напряжения и резонансной частоте вращения ротора  $\omega_{pes} = 77,86$  рад/с ускорение вибрационного стола при прохождении резонанса составляет 2,85g или a = 27,96 м/с<sup>2</sup>. Таким образом, при известных значениях резонансной частоты максимальное перемещение вибрационного стола составляет  $y_{max.pase.} = 4,61$  мм.

Значение тока двигателя при резонансе в момент разгона представлено на рисунке 4.16. Оно уменьшилось в 2,8 раза при введении коррекции статической характеристики частотного преобразователя.



a)



б)

Рисунок 4.16 – Ток двигателя при резонансе: а) показания с частотного преобразователя I = 0, 2A, 6) показания прибора типа «Д552» I = 0, 2A

Исходя из анализа результатов экспериментальных исследований установлено, что предлагаемый способ коррекции статической характеристики частотного преобразователя позволил сократить резонансные амплитуды колебаний в 1,4 раза, что подтверждает эффективность его применения.

## 4.5 Выводы по четвертой главе

1. Создана экспериментальная вибрационная установка, позволяющая проводить натурные исследования режимов работы вибрационного стола с асинхронными дебалансными вибродвигателями.

2. Предложен вариант технической реализации коррекции статической характеристики частотного преобразователя, снижающий амплитуды резонансных колебаний в вибрационных стендах с асинхронными дебалансными вибродвигателями.

3. Проведены натурные исследования, показавшие снижение в 1,4 раза амплитуды колебаний при переходе вибростола через зону резонанса, что подтверждает работоспособность и эффективность предлагаемого способа снижения резонансных амплитуд колебаний за счет коррекции статической характеристики частотного преобразователя.

4. Натурные эксперименты доказали, что разработанная линеаризованная математическая вибрационного стола с асинхронными дебалансными вибродвигателями адекватна реальным процесса поскольку относительная погрешность определения амплитуды колебаний вибрационного стола по полученной передаточной функции не превышает 1,96%.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Обобщая полученные результаты диссертационного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Разработана уточненная линеаризованная математическая модель электротехнического комплекса вибрационного стола с асинхронными дебалансными вибродвигателями в виде передаточной функции, позволяющая определить на этапе проектирования амплитуды колебаний с погрешностью менее 2%.

2. Разработан метод коррекции статической характеристики частотного преобразователя, обеспечивающий снижение в 1,4 раза амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола с асинхронными дебалансными вибродвигателями.

3. Разработана методика и алгоритм расчета координат свободно программируемой зависимости напряжения от частоты, позволяющие корректно настраивать частотный преобразователь для обеспечения снижения амплитуд резонансных колебаний.

4. Предложен эффективный метод снижения амплитуд резонансных колебаний вибрационного стола в 2,18 раза, заключающийся в использовании двух частотных преобразователей, осуществляющих асинхронный разгон и торможение дебалансных вибродвигателей.

5. Разработана уточненная нелинейная модель вибрационного стола, оснащенного двумя частотными преобразователями, учитывающая запаздывание на включение режимов разгона и торможения асинхронных дебалансных вибродвигателей.

6. Предложен вариант технической реализации симисторноконденсаторного устройства, позволяющий снизить на 14,2% амплитуды резонансных колебаний при аварийном торможении вибродвигателей в случаях пропадания напряжения питания и сбоя в работе частотных преобразователей.

7. Проведены натурные эксперименты, подтверждающие адекватность теоретических исследований и эффективность разработанных методов снижения ам-

120

плитуд резонансных колебаний вибрационного стола с асинхронными дебалансными вибродвигателями.

## Рекомендации

1. Разработанные методы снижения амплитуд резонансных колебаний рекомендуется применять в научных лабораториях и предприятиях, где используются механические испытательные вибрационные стенды зарезонансного типа с асинхронными дебалансными вибродвигателями.

2. Результаты исследования электротехнического комплекса вибрационного стола с асинхронными дебалансными вибродвигателями могут быть использованы предприятиями, которые занимаются разработкой и проектированием испытательных вибрационных стендов.

## Перспективы дальнейшей разработки темы

Дальнейшая разработка темы может быть направлена на разработку уточненных линеаризованных математических моделей электротехнического комплекса вибрационного стола, учитывающих влияние переменного момента нагрузки на асинхронные дебалансные вибродвигатели и регулируемую задержку включения частотных преобразователей.

# БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Антипов В.И. О принципах создания энергосберегающих вибрационных машин / В.И. Антипов, В.К. Асташев. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2004. № 4. – С. 3 – 8.
- Спиваковский, А.О. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства / А.О. Спиваковский, И.Ф. Гончаревич. – М.: Машиностроение, 1972. – 328 с.
- Быховский И.И. Прогресс вибрационной техники и задачи научных исследований / И.И. Быховский // Вибрационная техника: матер. науч.-техн. конф. М., 1966. С. 5–11.
- Повидайло, В.А. Вибрационные устройства в машиностроении / В.А. Повидайло, Р.И. Силин, В.А. Щигель. – М.-Киев: Машгиз, 1962. – 112 с.
- 5. Гончаревич, И.Ф. Вибрационные грохоты и конвейеры / И.Ф. Гончаревич, В.Д. Земсков, В.И. Корешов. М.: Госгортехиздат, 1960. 216 с.
- Возмилов А.Г. Вибрационные технологии в процессах АПК / А.Г. Возмилов,
   Р.Б. Яруллин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2007. № 9. С. 5 6.
- Блехман И.И. Вибрационные машины с механическими возбудителями колебаний / И.И. Блехман // Применение вибротехники в горном деле: сб. ст. – М.: Госгортехиздат, 1960. – С. 222 – 234.
- Галицков, К.С. Автоматическое управление амплитудой и частотой колебаний виброуплотнения бетонной смеси / К.С. Галицков, С.Я. Галицков // Интерстроймех-2002: материалы Международной науч.-тех. конференции, 2002 г., МГТУ – Могилев, 2002. – С. 324 – 325.
- Блехман, И.И. Вибрационное перемещение / И.И. Блехман, Г.Ю. Джанелидзе. – М.: Наука, 1964. – 410 с.
- Быховский, И.И. Основы теории вибрационной техники / И.И. Быховский. М.: Машиностроение, 1968. – 362 с.

- Промышленные вибраторы и виброоборудование. Ярославский завод «Красный маяк» [Электронный ресурс] // Каталог продукции. – Ярославль, 2013. – Режим доступа: <u>www.vibrators.ru.</u>
- Вайсберг, Л.А. Новое поколение высокоэффективных грохотов для сыпучих материалов и пульп / Л.А. Вайсберг, А.Н. Коровников, В.А. Трофимов // Обогащение руд. – 2001. № 5. – С. 25 – 28.
- 13. Большая советская энциклопедия. 3 изд. Т. 5. Режим доступа: <u>http://bse.uaio.ru/BSE/0501.htm</u>
- 14. Жуков, А.П. Сейсморазведка с вибрационными источниками / А.П. Жуков, С.В. Колесов, Г.А. Шехтман, М.Б. Шнеерсон. – Тверь: ООО «Издательство ГЕРС», 2011. – 412 с.
- Савин, С.Н. Сейсмобезопасность зданий и территорий / С.Н. Савин, И.Л. Данилов. 1-е, Новое. Санкт-Петербург: Издательство Лань, 2015. 240 с. ISBN 9785811418800.
- 16. Яруллин Р.Б. Асинхронный электропривод многорешетной виброзерноочистительной машины с регулируемыми параметрами / Р.Б. Яруллин // Электротехнические и информационные комплексы и системы. – 2013. – Т. 9. – № 1. – С. 52 – 60.
- Варсанафьев, В.Д. Вибрационная техника в химической промышленности /
   В.Д. Варсанафьев, Э.Э. Кольман-Иванов. М.: Химия, 1985. 240 с.
- Каминский С.С. Система управления резонансным вибростендом с дебалансным возбудителем для динамических испытаний образцов лопастей вертолета: автореф. дис. ...канд. техн. наук: 05.13.05 / С.С. Каминский. – Казань, 2000. – 16 с.
- 19. Галицков К.С. Цифровая система автоматического управления частотой и амплитудой колебаний виброуплотнения бетонной смеси: дис. ... канд. техн. наук: 05.13.06 / К.С. Галицков. – Самара, 2002. – 221с.
- Патент России № 2157756, МПК В28В 1/087. Виброплощадка для уплотнения бетонных смесей в форме / С.Я. Галицков, В.В. Голубев, А.В. Караваев, В.М. Радомский (Россия) // Опубл. 20.10.2000, Бюл. №29.

- 21. Гаврилов Е.Н. Разработка и исследование асинхронного дебалансного электропривода зарезонансных вибрационных транспортирующих машин: дис. ...канд. техн. наук: 05.09.03 / Е.Н. Гаврилов. – Ульяновск, 2012. – 174 с.
- 22. Гаврилов Е.Н. Математическое описание одномассовой вибрационной транспортирующей машины / Е.Н. Гаврилов // Вестник Казанского технологического университета. – 2015. – Т. 18. – № 1. – С. 339 – 342.
- Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин: Учеб. для вузов / И.П. Копылов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2001. – 327 с.
- 24. Дубовик Д.В. Обоснование рациональных динамических параметров вибрационных установок с асинхронным электроприводом для работы в зоне резонанса: дис. ...канд. техн. наук: 05.09.03 / Д.В. Дубовик. – СПб.: СПбГЭТУ «ЛЭТИ», 2014. – 176 с.
- 25. Загривный Э.А. Анализ режимов работы электромеханической колебательной системы с инерционным возбуждением / Э.А. Загривный, Д.В. Дубовик // Научно-аналитический журнал «Научная перспектива». 2014. № 1(47). С. 103 108. Режим доступа: <u>http://naupers.ru/6archive.html.</u>
- 26. Блехман И.И. Вибрационная механика / И.И. Блехман. М.: ООО Издательская фирма «Физико-математическая литература», 1994. – 400 с. – ISBN 5020142832.
- 27. Ильин М.М. Теория колебаний: Учеб. для вузов / М.М. Ильин, К.С. Колесников, Ю.С. Саратов., под общ. ред. К.С. Колесникова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, – 2001. – 272 с.
- 28. Блехман И.И. Медленные движения в системах с инерционным возбуждением колебаний / И.И. Блехман, Д.А. Индейцев, А.Л. Фрадков // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2008. № 1. С. 25 32.
- Блехман И.И. Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника / И.И. Блехман. СПб.: Руда и Металлы, 2013. 640 с.

- 30. Гаврилов Е.Н. Динамические процессы зарезонансных вибрационных машин / Е.Н. Гаврилов // Вестник Казанского технологического университета. 2013. Т. 16. № 12. С. 87 90.
- 31. Горбунов А.А. Математическое моделирование и исследование частотноуправляемого асинхронного вибрационного электропривода: дис. ...канд. техн. наук: 05.13.18, 05.09.03 / А.А. Горбунов. – Ульяновск, 2008. – 210 с.
- Базаров Н.Х. Автоматика вибромашин / Н.Х. Базаров. Ташкент: Узбекистан, 1976. – 120 с.
- 33. Вишневский Г.В. Влияние переходных процессов в приводе на режим работы резонансных вибромашин / Г.В. Вишневский, А.Г. Савченко // Известия высших учебных заведений «Электромеханика». – 1978. – № 8. – С. 841 – 845.
- 34. Горбунов А.А. Анализ динамических режимов зарезонансных вибромашин (Эффект Зоммерфельда) / А. А. Горбунов, В. Н. Дмитриев, Е. Н. Гаврилов // Вестник Ульяновского государственного технического университета. – 2009. – № 2. – С. 26 – 27.
- 35. Дмитриев В.Н. Исследование пусковых режимов асинхронного дебалансного вибродвигателя в зарезонансную зону / В.Н. Дмитриев, А.А. Горбунов, Е.Н. Гаврилов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2012. № 1 2. С. 128 132.
- 36. Кракиновский Л.М. Мощность привода виброплощадок / Л.М Кракиновский // Строительные и дорожные машины. – 1969. – № 7. – С. 29 – 30.
- Малкин, Д.Д. Пусковой момент двигателя дебалансного вибратора / Д.Д. Малкин. – М.: Вибрационная техника, 1965. – 62 с.
- 38. Виноградов А.Б. Учет потерь в стали, насыщения и поверхностного эффекта при моделировании динамических процессов в частотно-регулируемом асинхронном электроприводе / А.Б. Виноградов // Электротехника. – 2005. – № 5. – С. 57 – 61.
- 39. Змиева К.А. Применение автоматических компенсаторов реактивной мощности для повышения энергоэффективности управления электроприводом ме-

таллообрабатывающих станков / К.А. Змиева // Электротехника. – 2009. – № 11. – С. 26 – 31.

- 40. Кац А.М. Вынужденные колебания при прохождении через резонанс / А.М. Кац // Инженерный сборник. 1947. Т. 3. № 2. С. 100 125.
- 41. Кракиновский Л.М. Определение максимальной амплитуды колебаний при выбеге вибромашин / Л.М. Кракиновский // Вибрационная техника: материалы семинара. 1971. № 2. С. 129 136.
- 42. Дмитриев В.Н. Исследование тормозных режимов асинхронного дебаланансного вибродвигателя / В.Н. Дмитриев, А.Л. Кислицын, Д.И. Дунаев // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2018. Т. 20. № 3 4. С. 82 88.
- 43. Шестаков, В.М. Динамика автоматизированных электромеханических систем вибрационных установок / В.М. Шестаков, А.Е. Епишкин, под общ. ред. В.М. Шестакова. СПб.: Изд-во СПГПУ, 2005. 94 с.
- 44. Петров И.И. Специальные режимы работы асинхронного электропривода / И.И. Петров, А.М. Мейстель. М.: Энергия, 1968. 264 с.
- 45. Петров Л.П. Управление пуском и торможением асинхронных двигателей / Л.П. Петров. М.: Энергоиздат, 1981. 184 с.
- 46. Дмитриев В.Н. Исследование вибрационных электроприводов / В.Н. Дмитриев, А.А. Горбунов, Ю.В. Анисимова // Тезисы докладов XI научнотехнической конференции. – Ульяновск, 2006. – С. 3.
- 47. Fradkov A. L. Swing Control of Rotating Pendulum / A.L. Fradkov, O.P. Tomchina,
  O.L. Nagibina // Proceedings of 3-rd IEEE Mediterranean Control Conf. Limassol,
  1995. Vol. I pp. 347 351.
- 48. Гортинский В.В. Об управлении запуском колебательной системы с инерционным возбудителем / В.В. Гортинский, Б.Г. Хвалов // Механика машин. 1991. Вып. 58. С. 42 46.
- 49. Патент России № 2516262, МПК В06В 1/02. Способ пуска вибрационной машины с двумя самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителя-

ми / И.И. Блехман, Л.А. Вайсберг, В.Б. Васильков, Н.П. Ярошевич (Россия) // Опубл. 20.05.2014, Бюл. №14.

- 50. Дмитриев В.Н. Вибрационный электропривод на базе дебалансов с переходным статическим моментом / В.Н. Дмитриев, А.А. Горбунов, Е.Н. Гаврилов, Н.А. Хахалева // Вопросы теории и проектирования электрических машин. Моделирование электромеханических процессов: сборник научных трудов. – Ульяновск, 2010. – С. 130-135.
- 51. Дмитриев В.Н. Математическое моделирование асинхронного вибрационного электропривода / В.Н. Дмитриев, Д.И. Дунаев, Н.А. Лунина // Труды VIII Международной (XIX Всероссийской) конференции по автоматизированному электроприводу АЭП-2014: в 2 т. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2014. – Т. 1. – С. 312 – 315.
- 52. Дмитриев В.Н. Регулируемый вибровозбудитель для низкочастотных вибромашин большой мощности / В.Н. Дмитриев, А.А. Горбунов, И.И. Мавзютов // Вестник Ульяновского государственного технического университета. 2009. № 2(46). С. 23 25.
- 53. Авторское свидетельство № 482207 А1 СССР, МПК В06В 1/16. Вибратор / В. Н. Дмитриев, В. Ф. Кулаков, Е. В. Семкин // опубл. 30.08.1975.
- 54. Дмитриев В.Н. Исследование дебалансов с переменным статическим моментом для частотно-регулируемого вибрационного электропривода / В.Н. Дмитриев, А.А. Горбунов, И.И. Мавзютов // Вестник Ульяновского государственного технического университета. 6 2009. № 4(36). С. 67 70.
- 55. Дунаев Д.И. Исследование пусковых режимов асинхронного дебалансного вибродвигателя при влиянии статического момента / Д.И. Дунаев // Электротехнические и информационные комплексы и системы. – 2018. – Т. 14. – № 3. – С. 22 – 27.
- 56. Патент России № 2464108, МПК В06В 1/16. Дебалансный вибровозбудитель / В.Н. Дмитриев, Е.Н. Гаврилов (Россия) // Опубл. 20.10.2012, Бюл. № 29.

- 57. Гаврилов Е.Н. Исследование тормозных режимов зарезонансных вибрационных транспортирующих машин / Е.Н. Гаврилов // Вестник Казанского технологического университета. – 2013. – Т. 16. – № 12. – С. 84 – 87.
- 58. Дмитриев В.Н. Переходные процессы зарезонансных вибрационных машин / В.Н. Дмитриев, Е.Н. Гаврилов // Электротехнические комплексы и системы управления. – 2011. – № 4. – С. 52 – 55.
- 59. Кислицын А.Л. Исследование конденсаторного противовключения в режиме торможения асинхронного вибродвигателя / А.Л. Кислицын, Д.И. Дунаев, С.Н. Жирнов // Электротехнические системы и комплексы. – 2018. – № 4(41). – С. 11 – 16.
- 60. ГОСТ Р ИСО 10813 -1-2011. Вибрация. Руководство по выбору вибростендов.
   Часть 1. Оборудование для испытаний на воздействие вибрации. М.: Стандартинформ, 2019. – 35 с.
- 61. Алимходжаев К.Т. Частно-управляемые вибродвигатели переменного тока: автореф. дис. ...док.. техн. наук: 05.09.01 / К.Т. Алимходжаев. – Ташкент, 2004. – 38 с.
- 62. Сабинин Ю.А. Частотно-регулируемые асинхронные электроприводы /
   Ю.А. Сабинин, В.А. Грузов. М.: Энергоиздат, 1988. 128 с.
- 63. Аграновская Э.А. Исследование процессов прохождения через резонанс в устройствах с инерционными возбудителями / Э.А. Аграновская // Изв. АН СССР. Механика. 1965. № 4. С. 101 107.
- 64. Аграновская Э.А. Исследование переходных процессов в инерционных вибромашинах с помощью электронной моделирующей установки / Э.А. Аграновская // Вибрационная техника: мат-лы науч.-техн. конф. – 1966. – С. 311 – 314.
- 65. Бауман, В.А. Вибрационные машины и процессы в строительстве: учебное пособие для студентов строительных и автомобильно-дорожных вузов / В.А. Базаров, И.И. Быховский. – М.: Высшая школа, 1977. – 255 с.

- 66. Вибрации в технике: справочник в 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). М.: Машиностроение, 1981. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. 1981. 509 с.
- 67. Возмилов А.Г. Ограничение резонанса в переходных процессах асинхронного электропривода зарезонансной виброзерноочистительной машины / А.Г. Возмилов, Р.Б. Яруллин // Вестник КрасГАУ. – 2010. – № 1. – С. 145 – 147.
- 68. Дмитриев В.Н. Исследование частотно-управляемого вибрационного электропривода / В.Н. Дмитриев, Н.А. Лунина, Д.И. Дунаев, А.С. Агапов // Вузовская наука в современных условиях: сб. материалов 48-й научно-технической конференции. В. 3 ч.– Ульяновск: УлГТУ, 2014. – Ч 1. – С. 6 – 9.
- 69. Китаев А.В. О физическом механизме самовозбуждения асинхронной машины
   / А.В. Китаев, И.Н. Орлов // Электричество. 1978. № 4. С. 47 51.
- Рагульскис Л.К. Колебательные системы с динамически направленным вибровозбудителем / Л.К. Рагульскис, К.М. Рагульскис. – Л.: Машиностроение, 1987. – 132 с.
- 71. Пановко Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я.Г. Пановко, И.И. Губанова. М.: Наука, 1979. 384 с.
- 72. Блехман И.И. Вибрационная механика / И.И. Блехман. М.: Физ-матлит, 1994.
   400 с.
- 73. Дубовик Д.В. Анализ режимов работы электромеханической колебательной системы с инерционным возбуждением / Д.В. Дубовик Э.А. Загривный // Научно-аналитический журнал «Научная перспектива». 2014. № 1 (47). С. 103 108. Режим доступа: <u>http://www.naupers.ru/files/Naupers%201-2014.zip</u>
- 74. Михайлов О.П. Автоматизированный электропривод станков и промышленных роботов. – М.: Машиностроение, 1990. – 304 с.
- 75. Стариков А. В. Линеаризованная математическая модель асинхронного электродвигателя как объекта системы частотного управления / А. В. Стариков // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки. – 2002. – № 16. – С. 175 – 180.

- 76. Кузнецов В.А. Особенности математической модели асинхронного электродвигателя аппаратов воздушного охлаждения масла / В.А. Кузнецов, А.В. Мигачев, А.В. Стариков, А.Р. Титов // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия «Технические науки». – 2011. – № 3(31). – С. 171 – 179.
- 77. Стариков А. В. Параметрическая идентификация линейных статических объектов управления / А. В. Стариков // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки. 2004. № 27. С. 74 77.
- 78. Микропроцессорные системы автоматического управления / В.А. Бесекерский, Н.Б. Ефимов, С.И. Зиатдинов и др.; Под общ. Ред. В.А. Бесекерского. – Л.: Машиностроение, 1988. – 365 с.
- 79. Теория автоматического управления: Учеб. для вузов по спец. «Автоматика и телемеханика» в 2-х частях. Ч. П. Теория нелинейных и специальных систем автоматического управления / А.А. Воронов, Д.П. Ким, В.М. Лохин и др.; Под ред. А.А. Воронова. – М.: Высш. шк., 1986. – 504 с.
- 80. Alexander Starikov, Dmitry Dunaev. Research of the Effect of the Inverter Resonance Frequency Skip Function on the Operation of a Vibration Stand in Acceleration and Braking Modes // 2020 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon) IEEE *Xplore*, 2020. Pp. 1–5. DOI: 10.1109/FarEastCon50210. 2020.9271223.
- Ведерников А.С. Коррекция статической характеристики частотного преобразователя для уменьшения амплитуд резонансных колебаний вибростола / А.С. Ведерников, Д.И. Дунаев // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия «Технические науки». 2021. Т. 29. № 2. С. 117 128.
- 82. Патент России № 2657010, МПК Н02Р 3/20. Асинхронный электропривод / Д.И. Дунаев, С.Н. Жирнов, Р.Н. Шакиров (Россия) // Опубл. 08.06.2018, Бюл. № 16.

# Приложения

Приложение 1

Свидетельства о поверке измерительной части экспериментальной установки

Приложение 2

Акт об использовании результатов диссертационной работы Дунаева Д.И. в НИИК ФГУП «РФЯЦ-ВНИИЭФ»

## Приложение 1

## Федеральное государственное унитарное предприятие «Российский федеральный ядерный центр –

Всероссийский научно-исследовательский институт экспериментальной физики»

(ФГУП «РФЯЦ-ВНИИЭФ»)

Уникальный номер записи об аккредитации в реестре аккредитованных лиц RA.RU.311769

#### СВИДЕТЕЛЬСТВО О ПОВЕРКЕ № 09-30/767-2021-0404-21

Действительно до

07 июля 2022 г.

Средство измерений	Усилитель измерител	ьный «Nexus» 2692	
	нашменование, тип, модиф	икация средства манерений, рел	истрационтай номер
a Budenan was suid-	43778	-10	and the second second second second second second
a asciclation until and of	палционном фільое по осеснечению ео	инстил илтерении, присистични	ngsa yanaepsicsenta mana
заводской номер	2262	213	
в составе	•		
поверено в полном объем	10	and of the appropriate standing to the propriet	and in the second s
B COOTBETCTIUM C «Veume	reitu uzventrent utio «Nov	new durant a Enrore u l	ан маа которые исключение из новерки. Из соры
B COOTBETETBRIN C & S CHAIN	навычнымы и (вля) обоуночени	е документа, на основании кото	к. БСРЛ. 1907 выполнена поверка
Методика поверки»			
с применением эталонов:	3 АЗЛ 0116 2016 Н4-16 1	aa № 001212 III'II ±	0.01 %
	jecticmpagaan	ий малер и (или) наименокание, г	тит, заводской намер, разряд.
3.A3	Д.0101.2016 3458А зав. М	MY45047152 ΠΓ = ±	0,1 %;
	класт или погрешность эталоно	м, применлимых при товерже	
3./	\3Д.0158.2016 TDS2024B	зав. № С101977, ПГ ±	- 3%
при следующих значения	х влияющих факторов: _	температура окруж перечень азыковра на метро	ающего воздуха 24 °C;
		N3M/PCN	ані фактунн,
относительная	влажность воздуха 47 %.	атмосферное давлен	ие 751 мм рт.ст;
напояжен	не питающей сети 221 В.	иастота питающей с	era 50.0 Tu
паденовании результато 2Ф1 АЗД	в первичной (периолическ невржное зачереврше	ой)_поверки признано	пригодным к применению.
Знак поверки Номер записи :	сведений о результатах номерки в Фес	херальном информационом фо	де по обеспечению единстни измерени
Начальник отдела 30	009	-	Громов А.А.
дахжность руководителя подражделе утолного пада	nue saw tessaeco nodmuc	<u>.</u>	фанилия, итариалы
Сведения о поверите	еле –		Бочков А.С.
Лата поверки			фермиция, новиросско
Adura nosepan			
08 июля 2021 г.			

### Федеральное государственное унитарное предприятие «Российский федеральный ядерный центр – Всероссийский научно-исследовательский институт экспериментальной физики» (ФГУП «РФЯЦ-ВНИИЭФ»)

Аттестат аккредитации № RA.RU.311769

СВИДЕТЕЛЬСТВО О ПОВЕРКЕ № 09-30/598-2018-1242-20

Действительно до 26 апреля 2022 г.

naumeno	жание, тип, модификация средства измерений, регистрационный номер
	24152-02
в Федеральном информационном фонде 1	по обеспечению единства измерений, присвоенный при утверждении типа
заводской (серийный) номер	US39151615
в составе	
номер знака предыдущей поверки _	¥:
поверено	в полном объёме
наименование единиц ве	еличин, диапазонов измерений, на которых поверено средство измерений
в соответствии с	54600-97021MII
напленование	е или обозначение документа, на основании которого выполнена поверка
с применением эталонов: Калибрато	ор осциллографов Fluke 9500В №258467420
	регистрационный номер и (или) наименование, тип, заводской номер, разряд,
рег № 3.АЗД.0176.2	2016 U <sub>=</sub> $\pm$ (0.00025 ·U+25 мкВ); t <sub>нар</sub> . $\pm$ 25 пс
клисс или погр	решность этилонов, применяемых при поверке
при следующих значениях влияющи	их факторов: температура окружающего воздуха 22 °C перечень влияющих факторов, нормированных в документе
относительная влажность во	оздуха 52 %; атмосферное давление 760 мм рт.ст.;
на мет	подику поверки, с указанием их значений
напряжение пит	гающей сети 222.8 В частотой 49.99 Гц
и на основании результатов <u>нервичн</u> применению. Знак поверки: 200	ной (периодической) поверки признано пригодным к ненужное зачеркнуть
и на основании результатов <u>нервичн</u> применению. Знак поверки: 210 Начальник отлела 3000	ной (периодической) поверки признано пригодным к ненужное зачеркнуть Сосо
и на основании результатов <u>первичн</u> применению. Знак поверки: 200 АЗД Начальник отдела 3009 должность руководителя подрязбеления	ной (периодической) поверки признано пригодным к менужное зачеркнуть Громов Андрей Анатольевич фамилия, имя и отчество (при наличии)
и на основании результатов <u>первичн</u> применению. Знак поверки: Рачальник отдела 3009 doawnocmo pyководителя подрязделения или другого упознаточенного лица	ной (периодической) поверки признано пригодным к менужное зачеркнуть Громов Андрей Анатольевич фамилия. имя и отчество (при наличии)
и на основании результатов <u>первичн</u> применению. Знак поверки: 210 Азд Начальник отдела 3009 далжность руководителя подразделения или другого упозначенного лица Поверитель	ной (периодической) поверки признано пригодным к менужное зачеркнуть Громов Андрей Анатольевич фамилия, имя и отчество (при наличии)
и на основании результатов <u>первичн</u> применению. Знак поверки: Разд Начальник отдела 3009 должность руководителя подряблення или другого упознаноченного лица Поверитель	ной (периодической) поверки признано пригодным к менужное зачеркнуть Громов Андрей Анатольевич фамилия, имя и отчество (при наличии) Фомина Екатерина Анатольевна фамилия, имя и отчество (при наличии)

### 134

#### Федеральное государственное унитарное предприятие «Российский федеральный ядерный центр – Всероссийский научно-исследовательский институт экспериментальной физики» (ФГУП «РФЯЦ-ВНИИЭФ»)

Уникальный номер записи об аккредитации в ресстре аккредитованных лиц RA.RU.311769

#### СВИДЕТЕЛЬСТВО О ПОВЕРКЕ № 09-30/737-2020-0326-21

13	Действительно до
	28 марта 2022 г.

Средство измерений	Пьезоакселер	юметр АПП
	estructure estatutes and a second	финация средства измерений, регистрационной ненер
	5888	9-14
<ul> <li>Anteletisterine anderlas</li> </ul>	парноннов фонде по обеспечение е	дансаныя встверетий, приченсенный при уттерлесіонныя титр «
заводской номер	TI	25
в составе		
поверено	8.110	олном объёме
NUMBER OF STREET	DOS 2102 88 - O	elbert sondhous theorem interdouting reas sometime inconcursor in souther
B coornelction c OCI	1395 2197-88 «Orpacaea nativenoninar a famil of concrete	ая система обеспечения единства измерении. не догология на основные сощахого вополного полетов
«Преобразователи	ускорения измерительны	е пьезоэлектрические. Методика поверки».
с применением эталонов:	3.АЗД.0045.20	15 AP1017 3aB, № 01/2008, per. 39267-08
2	peracmponauou	ный намер и боло навыенование, тан, зоводской намер, разрио,
	кнасс вля подусымость знало-	nine, nghashelwane much ngha hisane poat
при следующих значениях	влияющих факторов: _	температура окружающего воздуха 22 °C;
CONTRACTOR IN A		перечень влакопрах на метрологических харакотеристики фологоров.
epic control managementary meaning	алампость воздуха 20-70	статмосферное длиление 765 мм рт.ст.,
Hai	пряжение питающей сет	и 224 В. мастотой 50.0 Ги
и на основании результатов 2 П 1 АЗД	перинчной (периодичес менужное жиероорть	кой) поверки признано пригодным к применению
and the second s		

Начальник отдела 3009 Громов А.А. фазеность руклюдание и наферанения изверущое подещех уполнание и наферанения изверущое подещех Сведения о поверителе Зверев Д.В. фазиния, инициалия

Дата поверки 29 марта 2021 г.

#### Владелец СИ

ФГУП «РФЯЦ-ВНИИЭФ», НИИК

#### МЕТРОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И (ИЛИ) ПРОТОКОЛ ПОВЕРКИ

- 4 Погрешность определения коэффициента преобразования ± 1,9 %

при доверительной вероятности P = 0,95.

5 1g = 9,8150 м/с<sup>2</sup>

#### Федеральное государственное унитарное предприятие «Российский федеральный ядерный центр – Всероссийский научно-исследовательский институт экспериментальной физики» (ФГУП «РФЯЦ-ВНИИЭФ»)

Уникальный номер записи об аккредитации в реестре аккредитованных лиц RA.RU.311769

#### СВИДЕТЕЛЬСТВО О ПОВЕРКЕ № 09-30/737-2020-0318-21

Действит	ельно до
28 марта	2022 г.

	пьезоакселерометр Антт	terroris in the second second
	58889-14	
a Geologicational conference	ным фанде но обеспечению геликота комрений, к	раскоетный кри уливуското мака
заводской номер	P449	
в составе	-	
поверено	в полном объёме	
Scheroscher Scherber, Str.	Municipal integration of comparison of the co	мыскандраны для которые исколены из локров
a coorbererauu c OCT B9	5.2197-88 «Отраслевая система оо именовање и Inni) обочачение докуменна, на ос	оканая поворого выпланена поверка
«Преобразователи уст	орения измерительные пьезоэлектри	ческие. Методика поверки».
с применением эталонов:	3.АЗД.0045.2015 AP1017 зая	a. № 01/2008, per. 39267-08
	becommunications and a series of a	paranterine main resolucion survey, partitut
	ETECC WILL MISCH WHICH SHEEPING, ADDIAM MICALLY 121	u noszpor
при следующих значениях вл	иятощих факторов: <u>температу</u> веричном алакован	ра окружающего воздуха 22 °C; с на метрилосческие дарактеристике фиоторов.
при следующих значениях вл относительная вла	ияющих факторов: <u>температу</u> веричник влаковни кность воздуха 56 %; атмосферно	ра окружающего воздуха 22 °С; г на метрилогически заравнеристик фолопров е давление 765 мм рт.ст.;
при следующих значениях вл относительная вла вра конфраст выполнать воздая со нация	иянощих факторов:	ра окружающего воздуха 22 °C; гм антралосческа заразнеристная фаоноров е давление 765 мм рт.ст.; на непозная неорек супатанием на значение этой 50.0 Гц
при следующих значениях вл относительная вла чра концрых выпланать вооднае со напря и на основании результатов не 2 п 1 АЗА	иянощих факторов:	ра окружающего воздуха 22 °С; ги метралосчески заразнериении факоворов е давление 765 мм рт.ст.; по нолодая можети с учагавные на завчений отой 50,0 Гц пригнано пригодным к применению.
при следующих значениях вл отноентельная вла ери ховерна: евоновска: воокрая со напря и на основании результатов не 2 п 1 АЗА Лаве пожрае Номр зависи свебе	иянощих факторов:	ра окружающего воздуха 22 °C; ти метралосчески заразнерновные фологоров е давление 765 мм рт.ст.; на неподные поверек султавные на значений отой 50,0 Гш пригивано пригодным к применению. признано пригодным к применению.
три следующих значениях вла относительная вла ери ховерие соотносые, соокрая со напря на основании результатов це 201 Азд Лане поверие Начальник отдела 3009	иянощих факторов: <u>температу</u> перичио власоци жиюсть воздуха 56 %; атмосферно также прейованиях, нериоролятия в возумение жение питающей сети 224 В, часто <u>ранчной (периодической)</u> поверки и возумов миериоутв.	ра окружающего воддуха 22 °С; ги затралосьеска задаленеристики фаокорок е давление 765 мм рт.ст.; из нешодия посетке, сунтавани и значений отой 50,0 Гц пригнано пригодным к применению. промов А.А.
при следующих значениях вл относительная вла ери концча: воношах вонодов со напря и на основании результатов не 2011 Лав постоя Начельник отдела 3009 вызычаеть усованиять подох дената и уванования подох дената и уванования подох дената и уванования отдех дената и	иянощих факторов:температу перичань альнощи кность воздуха 56 %; атмосферно отлено пребованаях, нариорованных в досумение жение питающей сети 224 В, часто причиной (периодической) поверки и искульно зачернуть пй в результатих поверка в Федерания информа- и дотхол мали поверка в Федерания информа- на ореусское зачернуть	ра окружающего воддуха 22 °С; г и затралосьеска даранеристик фасторо. е давление 765 мм рт.ст.; и постоя посето, с учитаная и значений отой 50,0 Гц пригнано пригодным к применению. примано пригодным к применению. Промов А.А. фактик, вницания
при следующих значениях вл относительная вла ери концрыт систельная вла ери концрыт систельная вла и на основании результатов не 2011 Азда Лаше понерно Начальник отдела 3009 абазысность резоланото лиа Сведения о повериссте	иянощих факторов: <u>температу</u> перичио ялающи жиюсть воздуха 56 %; атмосферно также прейованаях, нераноролятия в возумения жение питающей сети 224 В, часто поузооне мнеразуть по ретрыпатах поверка в Федеральные инфермо на оргузования мнеразуть в дотого подащея	ра окружающего воддуха 22 °С; ти затралоськоска зараленеристики факторок е давление 765 мм рт.ст.; по встоявая посеток с учитавшен и учество этой 50,0 Гц пригивано пригодным к применению. проблем фольт по обеспечение областва изверсти Громов А.А. фактор, инциалия Зверев Д.В.
при следующих значениях вл относительная вла ерь концрыт воотносыдь воограф напря и на основаннии результатов не 2011 Азд Лиан понеран Намальник отдела 3009 dиамоческих прососнования и узначение отности	иянонцих факторов:температу перичано влающи кность воздуха 56 %; атмосферно элесно пребовныка, периоролитися в возмение жение питающей сети 224 В, часто перионов запередля. по редолова запередля.	ра окружающего воддуха 22 °С; г и затралоськом зарабнерионан фаоворов е давление 765 мм рт.ст.; альстовая корсера с реплавает из эконовій отой 50,0 Гц признано пригодным к примененню. промоць фоне по ебеспечено ебости измерені Громов А.А. фаласна, инциалю Зперев Д.В. фаласна, мараля
при следующих значениях вл относительная вла ерь концрыт выоблика, вномуна со напря на основании результатов не 2011 мая почерка Начельник отдела 3009 дазъемение россановение в уважное поверитете Дата поверки	иянонцих факторов:теричаю ельонци перичаю ельонци кность воздуха 56 %; атмосферно элесто пребовных, периоранных в сосумение жение питающей сети 224 В, часто исторобов элересуть по результатах поверка в Федерание инферм обрато возмение статоров в сосумение исторобов элересуть	ра окружающего воздуха 22 °С; ти заправление 765 5 мм рт.ст.; в дапрение 765 5 мм рт.ст.; из нетодаях подерок, супатавляет из полеонай отой 50,0 Гц признано пригодным к применению. признано пригодным к применению. признано пригодным к применению. промов А.А. фамена, инициаля

#### ФГУП «РФЯЦ-ВНИИЭФ», НИИК

## МЕТРОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И (ИЛИ) ПРОТОКОЛ ПОВЕРКИ

11	Э	1000	Ē
1	Shekipindeckoe couportinarenne nixenatini regi trioni ne interetti	1717	5
~	D	.1714	£.

- 4 Погрешность определения коэффициента преобразования ± 1,9 %
- при доверительной вероятности P = 0,95.

5 1g = 9,8150 m/c<sup>2</sup>

Владелец СИ

Приложение 2

РФЯЦ-ВНИИЭФ POCATOM Федеральное государственное унитарное предприятие РОССИЙСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ ЯДЕРНЫЙ ЦЕНТР Всероссийский научно-исследовательский институт экспериментальной физики (ФГУП «РФЯЦ-ВНИИЭФ») научно-исследовательский испытательный комплекс (НИИК) ТВЕРЖДАЮ аместитель главного конструктора чачальник НИИК Ing Р.Н. Шакиров «11» 10 2021 г. АКТ об использовании результатов диссертационной работы Дунаева Дмитрия Ивановича Комиссия в составе:

председатель: главный инженер НИИК, Скворцов С.А., должность, Фамилия И.О. члены комиссии: заместитель начальника испытательного отделения начальник испытательного отдела, Постолов И.В., должность, Фамилия И.О. инженер по испытаниям 1 категории, Филиппов Р.В. должность, Фамилия И.О.

составили настоящий акт в том, что результаты диссертационной работы Дунаева Д.И. «Снижение амплитуд резонансных колебаний в вибрационных стендах с асинхронными дебалансными вибродвигателями», представленной на соискании ученой степени кандидата технических наук, были внедрены в практику при проведении модернизации испытательного оборудования на базе НИИК ФГУП «РФЯЦ-ВНИИЭФ».

Председатель комиссии

Члены комиссии:

С.А. Скворцов И.В. Постолов Р.В. Филиппов

