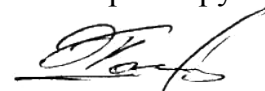


ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи



Полушкин Олег Олегович

**ТЕОРИЯ И МЕТОДЫ СИСТЕМНОГО ПОДХОДА К БАЛАНСИРОВКЕ
РОТАЦИОННЫХ АГРЕГАТОВ МАШИН**

Специальность 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:
доктор технических наук, профессор
Полушкин О.А.

Ростов-на-Дону - 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	8
1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ТЕОРИИ И ПРАКТИКИ БАЛАНСИРОВКИ РОТАЦИОННЫХ АГРЕГАТОВ МАШИН	14
1.1. Основные категории и понятия современной теории и практики балансировки.....	14
1.2. Классификация роторов как объектов балансировки.....	21
1.3. Задачи уравнивания роторов при их проектировании.....	36
1.3.1. Обоснование необходимости и целесообразности балансировки ротора.....	37
1.3.2. Выбор способа организации технологического процесса балансировки ротора.....	40
1.3.3. Выбор метода балансировки ротора и/или его сборочных единиц.....	42
1.3.4. Обоснование норм точности балансировки ротора и/или его сборочных единиц.....	43
1.3.5. Обоснование числа и местоположения плоскостей коррекции изделия и выбора способа корректировки его дисбалансов.....	46
1.3.6. Другие задачи проектирования ротационного агрегата, связанные с его балансировкой и устранением вибраций.....	47
1.4. Задачи балансировки роторов при их изготовлении в производстве машин.....	50
1.5. Методы измерения дисбалансов изделия.....	55
1.5.1. Измерение дисбалансов изделия на балансировочном оборудовании.....	55
1.5.2. Измерение дисбалансов ротора на месте.....	57
1.6. Обобщение результатов обзора, постановка научной цели и задач исследования.....	59
2. НОВЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ МЕХАНИКИ ДЕФОРМИРОВАНИЯ ОСИ НЕЖЕСТКОГО РОТОРА. МЕХАНИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТИ РОТОРА	63
2.1. Постановка задач.....	63
2.2. Описание объекта моделирования, принятие допущений.....	65
2.3. Изгиб оси ротора, сбалансированного по $i = (n - 1)$ -й, $n > 1$ собственной форме.....	69
2.4. Деформация оси нежесткого ротора, вращающегося со скоростью $\omega \leq \omega_{кр1}$	76
2.5. Механико-математическая модель неуравновешенности ротора, балансируемого по первой собственной форме изгиба.....	77
2.6. Механико-математическая модель неуравновешенности ротора,	

балансируемого по $n > 1$ -й собственной форме изгиба.....	83
2.7. Идентификация параметров механико-математических моделей неуравновешенности роторов.....	85
2.7.1. Ротор, балансируемый по первой собственной форме изгиба.....	86
2.7.2. Ротор, балансируемый по $n > 1$ -й собственной форме изгиба.....	89
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ.....	91
3. НОВЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ДИНАМИКИ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО РОТОРА НА ПОДАТЛИВЫХ ОПОРАХ. МЕХАНИКО- МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА ОТ ЕГО НЕУРАВНОВЕШЕННОСТИ.....	94
3.1. Постановка задач.....	94
3.2. Выделение в сложном колебательном процессе гармоник с заданной частотой.....	98
3.3. Отделение в результирующей гармонике \bar{A}_p информативной части $\bar{A}_и$	101
3.3.1. Привод ротора допускает его отключение.....	104
3.3.2. Привод ротора не допускает его отключения.....	107
3.3.3. Отделение гармоник, генерируемой погрешностями исполнения привода ротора.....	109
3.4. Общая методика выделения информативной гармоник $\bar{A}_и$	114
3.5. Формализованный для ЭВМ алгоритм выделения информативной гармоник.....	117
3.6. Механико-математическая модель колебаний ротора от его неуравновешенности.....	123
3.7. Идентификация параметров механико-математической модели колебаний, генерируемых неуравновешенностью ротора.....	127
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ.....	132
4. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ РОТОРА В РЕШЕНИИ ЗАДАЧ БАЛАНСИРОВКИ ПРИ ЕГО ПРОЕКТИРОВАНИИ.....	134
4.1. Постановка задач.....	134
4.2. Проектное обеспечение инерционной симметрии ротационного агрегата.....	138
4.3. Обоснование метода балансировки агрегата и/или его сборочных единиц.....	159
4.4. Обоснование класса ротора, методики и конструктивных нормативов его балансировки.....	156
4.4.1. Жесткие роторы.....	159
4.4.2. Квазижесткие роторы.....	163
4.4.3. Квазигибкие роторы.....	168
4.4.4. Гибкие роторы.....	174

4.4.5. Формализация решения задачи.....	181
4.5. Отстройка критических частот.....	186
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ.....	192
5. МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО РОТОРА В РЕШЕНИИ ЗАДАЧ СОЗДАНИЯ НОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ БАЛАНСИРОВКИ.....	195
5.1. Постановка задач.....	195
5.2. Новые аспекты технологии балансировки роторов.....	197
5.2.1. Обобщенная базовая технология балансировки двухопорного жесткого ротора с неизменяемой геометрией.....	198
5.2.2. Технология балансировки двухопорного жесткого ротора с конечно-изменяемой геометрией.....	199
5.2.3. Технология балансировки жесткого ротора с шарнирными рабочими элементами.....	204
5.2.4. Предельные значения корректирующих масс в плоскостях коррекции ротора.....	219
5.2.5. Дискретизация номинальных значений масс корректирующих элементов.....	231
5.2.6. Формализация корректировки дисбалансов.....	235
5.3. Основы создания балансировочных станков нового поколения.....	241
5.3.1. Модернизация привода.....	243
5.3.2. Новая методика оценки характеристик колебаний опор балансировочного станка.....	251
5.3.3. Новая методика идентификации дисбалансов изделия на станке.....	253
5.3.4. Новая методика корректировки дисбалансов изделия на балансировочном станке.....	255
5.4. Балансировка единичного изделия на станке нового поколения.....	256
5.5. Основы создания балансировочного комплекта нового поколения.....	259
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ.....	261
6. ВНЕДРЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	264
6.1. Постановка задач.....	264
6.2. Обоснование конструктивных параметров балансировки барабана измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros 530».....	264
6.2.1. Характеристики объекта и его параметры.....	265
6.2.2. Анализ и синтез инерционной симметрии агрегата.....	268
6.2.3. Обоснование необходимости балансировки.....	269
6.2.4. Выбор способа организации технологического процесса балансировки.....	271
6.2.5. Обоснование метода балансировки сборочных единиц.....	271
6.2.6. Обоснование класса сборочных единиц как объектов балансировки и конструктивных нормативов их балансировки.....	272

6.2.7. Отстройка критических частот.....	273
6.2.8. Выбор способа корректировки дисбалансов барабана и приводного шкива.....	273
6.2.9. Диагностика качества балансировки барабана на полнокомплектном комбайне.....	275
6.2.10. Мероприятия по обеспечению уравновешенности барабана в эксплуатации и при ремонте.....	275
6.2.11. Требования к балансировке барабана в его чертежной документации.....	277
6.3. Обоснование технологических нормативов балансировки барабана измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros 530».....	278
6.3.1. Технологические нормативы балансировки барабана РСМ-10Б.14.62.020СБ.....	278
6.3.2. Технологические нормативы балансировки шкива 145.14.02.040СБ.....	281
6.4. Модернизация балансировочных станков.....	283
6.5. Создание балансировочных станков нового поколения.....	286
6.6. Создание и использование балансировочного комплекта нового поколения.....	289
6.7. Оценка эффективности реализации результатов исследования в балансировочном оборудовании.....	293
ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ.....	298
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ.....	299
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	303
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	320
Приложение 1. Акт приемки-сдачи работ по теме «Разработка нормативов технологии балансировки барабана измельчителя комбайна «Acros 530» и настройка балансировочного оборудования».....	320
Приложение 2. Акт приемки-сдачи работ по теме: «Модернизация балансировочного станка МС-9535 (инв. № 81310 в МСК-1)».....	321
Приложение 3. Акт приемки-сдачи работ по теме: «Модернизация балансировочного станка МС-9344, инв. № 98603 в СОК-2».....	324
Приложение 4. Акт приемки-сдачи балансировочного станка, изготовленного по заказу ООО «Новатор-Плюс».....	328
Приложение 5. Акт приемки-сдачи балансировочного станка, изготовленного по заказу ООО «Агро-ВИН».....	329
Приложение 6. Акт приемки-сдачи работ по балансировке карданного вала легкового автомобиля.....	331
Приложение 7. Акт приемки-сдачи работ по балансировке карданного вала грузового автомобиля.....	332
Приложение 8. Акты сдачи-приемки работ по балансировке вентиляторов проточно-отопительных систем в цехах завода «Ростсельмаш» (2 акта).....	333
Приложение 9. Акт приемки-сдачи работ по балансировке беговых барабанов стенда измерения мощности DYNOCOMDC-Tuner.....	335

Приложение 10. Акт приемки-сдачи работ по балансировке ротора машины А1-БШУ-2 для ООО «КУБАНЬ-АГРО-СЕРВИС».....	336
Приложение 11. Диплом и Золотая медаль, завоеванные балансировочным комплектом разработки ДГТУ на десятом Московском международном салоне инноваций и инвестиций (2010 г.).....	337
Приложение 12. Сведения о работах, выполненных малым инновационным предприятием ООО «Энсет» ДГТУ.....	338
Приложение 13. Балансировка карданных передач 2121-2201012-04 автомобиля «Нива» при скалярной матрице $[\bar{k}_{ij}]$ коэффициентов влияния.....	339
Приложение 14. Балансировка карданных передач 2121-2201012-04 автомобиля «Нива» при векторной матрице $[\bar{k}_{ij}]$ коэффициентов влияния.....	340
Приложение 15. Балансировка карданных передач 2121-2201012-04 автомобиля «Нива» при уточненной векторной матрице $[\bar{k}_{ij}]$ коэффициентов влияния.....	341

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы:

Перед промышленностью нашей страны стоит задача импортозамещения и развития экспорта продукции машиностроения. Наибольший потенциал для этого имеют такие традиционно развитые отрасли, как энергетическое машиностроение, вертолетостроение, авиационное двигателестроение, сельхозмашиностроение, станкостроение и др.

Для машин этих отраслей промышленности характерно применение ротационных агрегатов (роторов), вращающихся на высоких, иногда закритических частотах.

При создании машин нового поколения перед конструкторами стоят задачи улучшения эксплуатационных характеристик (роста производительности, уменьшения массы) машин, и одновременно снижения себестоимости их производства.

Вслед за этими требованиями, изменяется конструкция ротационных агрегатов – они становятся все более высокооборотными, увеличиваются их геометрические размеры, в частности, длина, и одновременно уменьшается их материалоемкость. Из-за ухудшения жесткостных характеристик и повышения скоростей вращения такие роторы при эксплуатации могут вызывать чрезмерные вибрации, приводящие к повышенному износу машин, преждевременному выходу их из строя, утомлению и ошибкам операторов, и неудовлетворительному качеству выполнения машинами своих функций.

Основным и наиболее эффективным способом борьбы с вибрацией машин является балансировка их ротационных агрегатов. Но существующая теория и практика балансировки ротационных агрегатов зачастую не дает удовлетворительного результата. Это связано с тем, что в каждой отрасли машиностроения вопросы балансировки традиционно решались обособленно, без общей теоретической основы, опираясь на отраслевой опыт, накопленный отдельными предприятиями. Такие эмпирические методики не всегда удается успешно применить для роторов новой конструкции с более жесткими эксплуатационными требованиями. К тому же нормативные материалы (международные, межгосударственные, государственные, отраслевые, заводские стандарты и методические указания) в большинстве своем содержат лишь требования к балансировке, не предлагая методов их реализации.

В постановку и решение задач балансировки значительный вклад внесли Артоболевский И. И., Архангельский Ю. А., Банах Л. Я., Васильев В. С., Гусаров А. А., Гуськов А. М., Диментберг Ф. М., Зинкевич В. А., Колесник Н. В., Крылов А. А., Левит М. Е., Петров Г. Н., Петрович В. И., Рунов Б. Т., Самаров Н. Г., Самойлов В. А., Шитиков Б. В., Щепетильников В. А., Янишевский А. Ф.. Иностранные коллеги, отметившиеся значительным вкладом в решении проблемы Chung J., Green K., Champneys A. R., Ryzhik B., Wettergren H.L., Chao P.C.P., Rodrigues D.J. Наряду с ведущими научными школами, оригинальные разработки по теории и практике балансировки были выполнены в ДГТУ (РИСХМ, г. Ростов-на-Дону) под руководством Гринькова Ю. В. и Полушкина О. А.

Большинство существующих разработок балансировке ротационных агрегатов машин были посвящены созданию нормативов конструирования и технологии балансировки жестких роторов. Использование для нежестких роторов методик и технологий балансировки жестких роторов не только не дает эффекта в снижении вибраций, но и может привести к росту виброактивности «сбалансированного» ротора на машине, что недопустимо.

Поставленная в работе научно-исследовательская задача охватывает весь комплекс работ по совершенствованию технологий и оборудования для балансировки ротационных агрегатов машин. В современных условиях актуальность этой проблемы лишь усилилась.

Системный подход к решению этой проблемы в работе позволил раскрыть новые общие закономерности механики роторов и создать на этой основе качественно новые модели неуравновешенности и динамики ротационного агрегата, а также базирующиеся на этих моделях практические методики, технологии и балансировочное оборудование нового поколения. Их использование при проектировании, производстве, эксплуатации и ремонте новых и существующих конструкций роторов гарантирует качество и эффективность балансировки ротационных агрегатов машин любого отраслевого назначения. Снижение виброактивности ротационных агрегатов машин ведет к повышению конкурентоспособности продукции отечественного машиностроения, что и обуславливает актуальность данной работы.

Объектом исследования являются динамические процессы, возникающие при вращении ротационных агрегатов, учитывающие конечную изгибную жесткость оси любого ротационного агрегата и конечную податливость его опор.

Предметом исследования являются закономерности механики ротора с конечной изгибной податливостью оси, и закономерности динамики неуравновешенного ротора с опорами, обладающими конечной жесткостью.

Цель: Разработка концепции, определяющей системные закономерности механики и балансировки ротационных агрегатов (роторов) машин любого назначения для априорного моделирования их динамики и обеспечения гарантии уравновешенности этих агрегатов при их создании (проектирование, производство) и функционировании (эксплуатация, ремонт).

Для достижения указанной цели в работе ставятся задачи:

1. Создать оригинальную классификацию ротора как объекта балансировки по критерию «жесткость».
2. Раскрыть новые закономерности неуравновешенности ротора с конечной изгибной податливостью оси, разработать модель для исследования неуравновешенности.
3. Определить новые закономерности динамики неуравновешенного ротора с опорами, обладающими конечной жесткостью, и разработать метод для исследования колебаний опор. Обосновать и экспериментально подтвердить обобщенную модель неуравновешенности ротора с высоким уровнем точности.
4. Разработать оригинальный алгоритм обработки сигнала полигармонического процесса колебаний опор ротора процессов функционирования балансировочного оборудования для создания нового поколения средств измерения дисбалансов.
5. На основе разработанной методики создать метод обоснованного принятия конструктором проектных решений с учетом динамики ротационного агрегата на машине.
6. Разработать научно обоснованный подход к решению технологических аспектов балансировки изделий.
7. Разработать новое поколение балансировочных станков, комплексов и приборов существующего балансировочного оборудования.

Научная новизна результатов, полученных в диссертационной работе, и **основные положения, выносимые на защиту:**

1. Сформулирован новый системный подход к балансировке роторов, включающий в себя оригинальную классификацию роторов как объектов балансировки на основе нового количественно определенного критерия – «гибкость» оси ротора.

2. Теоретически обоснована и экспериментально подтверждена уточненная на 17% зависимость неуравновешенности ротора от скорости его вращения. Особенностью новой зависимости является учет искривления оси ротора из-за корректирующих дисбалансов, вводимых при низкочастотной балансировке в плоскостях коррекции вблизи опор ротора.

3. Разработан метод определения характеристик колебаний опор n -опорного ротора от его неуравновешенности с высоким уровнем адекватности. Особенностью метода является теоретически обоснованная и экспериментально подтвержденная уточненная зависимость, связывающая характеристики (амплитуды и фазы) колебаний опор ротора с характеристиками (значениями и углами) дисбалансов во всех плоскостях его коррекции. Ее использование позволяет снизить трудозатраты балансировки в 3-5 раз.

4. Научно обоснован и практически верифицирован оригинальный метод выделения в сложном (со случайными компонентами) полигармоническом процессе колебаний опоры ротора информативной гармоники, амплитуда и фаза которой определяются только характеристиками неуравновешенности ротора. Особенностью метода является возможность исключить влияние колебаний на частоте вращения ротора, вызванные различными сторонними источниками, не связанными с неуравновешенностью ротора.

5. Разработан метод, особенностью которого является реализация в формате комплексного алгоритма, решающего такие задачи проектирования, как: обеспечение инерционной симметрии, обоснование необходимости балансировки, обоснование метода (статический, динамический) балансировки спроектированного агрегата и (или) его сборочных единиц, обоснование класса ротора, методики и конструктивных нормативов его балансировки.

6. Разработана и реализована методика моделирования механики ротора в решении всего комплекса технологических задач его балансировки. Предложенный

метод реализован в формате единого алгоритма и позволил впервые научно обосновать взаимообусловленность таких показателей, как скорость вращения ротора при балансировке, практически предельное значение корректирующей массы, номинальные значения масс корректирующих элементов, а также формализовать корректировку дисбалансов.

Практическая ценность и реализация результатов работы:

1. Разработанный подход дал возможность на основе учета объективного наличия конечной изгибной жесткости оси любого ротационного агрегата и конечной податливости его опор раскрыть новые закономерности механики и балансировки такого агрегата. Раскрытие отмеченных закономерностей позволило поставить теорию балансировки на общую системную основу, создав предпосылки для создания усовершенствованного дифференцированного отраслевого подхода к балансировке роторов машин различного назначения.

2. На основе данного исследования впервые разработаны методические основы моделирования механики ротора в решении всего комплекса задач его балансировки при проектировании. Выполненные на этой основе прикладные исследования служат базой создания САД системы по проектированию ротационных агрегатов машин.

3. Проведенные теоретические исследования позволили поставить на системную основу решение всего комплекса практических вопросов технологической подготовки производства ротационных агрегатов машин, гарантированно обеспечивающей уравновешенность роторов в эксплуатации с минимальными трудозатратами. Выполненные на этой основе прикладные исследования служат базой создания САЕ системы по технологической подготовке работ по балансировке.

4. Разработано новое поколение балансировочных станков, комплексов и приборов существующего балансировочного оборудования. Указанные технические средства внедрены во многих отраслях машиностроения, авиастроения, судостроения.

:

В работе применены методы теоретического и экспериментального исследования. Методологическими и теоретическими основами исследования являются концептуальные положения методов теоретической механики, сопротивления материалов, теории механизмов и машин, теории упругости, теории вероятности, теории

колебаний, прикладные исследования в области проектирования, изготовления и эксплуатации элементов машин, механизмов и приводных систем. Методы экспериментального исследования включали наблюдения и измерения требуемых параметров, опытных образцов.

Достоверность полученных результатов:

Достоверность положений и выводов, сформулированных в диссертации, и полученных результатов обеспечена:

- экспериментальной проверкой установленных теоретических зависимостей;
- широким и эффективным внедрением полученных результатов в практику балансировки роторов при проектировании, изготовлении, эксплуатации и ремонте машин самого различного назначения;
- обсуждением полученных результатов с учеными и специалистами на конференциях и семинарах различного уровня.

Проверка выявленных аналитически закономерностей механики и балансировки ротационных агрегатов машин, апробация методик, алгоритмов расчета и других результатов исследований настоящей работы, их внедрение производились совместной работой с такими предприятиями Ростова-на-Дону и области, как ООО «Комбайновый завод «Ростсельмаш», ООО «Агро-ВИН», ООО «Новатор-Плюс», ОАО «Политек-Сервис», ОАО «ПЭМИ», ОАО «Информ-Система», ООО «ПК» НЭВЗ (г. Новочеркасск), а также с ООО «Компания «Технология мощности» (г. Иркутск) и многими сельхозпредприятиями Ростовской области и Краснодарского края.

Практическая значимость и реализация результатов работы:

Выполненные исследования служат базой создания: САПР по проектированию ротационных агрегатов машин; САПР по технологической подготовке работ по балансировке; нового поколения технических средств (балансировочных станков и комплексов) и технологий балансировки. Отмеченные результаты использованы при создании конструкции и технологической подготовке производства измельчителя современного зерноуборочного комбайна; разработке конструкции, создании и модернизации средств балансировки нового поколения. Последние разработки внедрены на многих (более 200) предприятиях России и стран ближнего и дальнего зарубежья.

Апробация работы: Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на секционных и пленарных заседаниях конференций

ДГТУ (2002 – 2018 гг.), на многих международных, отечественных и зарубежных конференциях (см. список публикаций), результаты экспонировались на международных выставках, в том числе на X Московском международном салоне инноваций и инвестиций (г. Москва, Деловой Двор, 2009 г.), где завоевало диплом и Золотую медаль, на IX Международном салоне изобретений и новых технологий «Новое Время» (г. Севастополь, сентябрь 2013 г.), где завоевало диплом и Золотую медаль; на XIX Международной специализированной выставке «Металлообработка-2018» (г. Москва, ЦВК «Экспоцентр», май 2018 г.), где получило диплом, а также получены заказы из различных стран мира на выставке Automechanika-2018 (г. Франкфурт-на-Майне, Германия, сентябрь 2018 г.).

Основные работы, опубликованные по теме диссертации:

Основное содержание диссертации опубликовано в 50 работах, в их числе: две монографии, 23 работы в журналах, рекомендованных ВАК, 6 публикаций в журналах, индексируемых в Scopus, 3 патента.

Структура и объем работы: Общий объем диссертации составляет 341 страницу, из которых 303 страниц представляют основной текст, включающий в себя введение, 6 глав с выводами по каждой и общие выводы по работе. Остальной объем диссертации складывается из титульного листа с оглавлением на 6 страницах; 45 рисунков, 3 таблицы; списка использованной литературы из 211 наименований, представленного на 17 страницах, и 15 приложений на 22 страницах.

1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ТЕОРИИ И ПРАКТИКИ БАЛАНСИРОВКИ РОТАЦИОННЫХ АГРЕГАТОВ МАШИН

1.1. Основные категории и понятия современной теории и практики балансировки

Действующий ГОСТ 19534-74 [22] представляет определения всех категорий и понятий балансировки, которые, тем не менее, в современных условиях требуют ряда комментариев, уточнений, замечаний и дополнений. Частично это было сделано в [85] (материалы этой работы используются ниже), однако исследования по балансировке последних лет (в частности, исследование [88] автора настоящей работы, исследование [12] и другие исследования школы балансировки в ДГТУ) привели к необходимости введения новых понятий, без определения которых специалисты по балансировке будут испытывать значительные трудности в общении, в дискуссиях, в обмене информацией.

Не стремясь осуществить здесь ревизию действующего ГОСТ 19534 (не исключая при этом необходимости внесения в него изменений и дополнений), а лишь отмечая погрешности формулировок некоторых определений, раскроем на этой основе смысл и содержание используемых в дальнейшей работе понятий. При этом будем исходить из принятой в настоящей работе и сформулированной во введении к ней гипотезы о наличии конечной изгибной жесткости оси любого роторного агрегата (ротора) машины.

Ротор – это тело, которое при вращении удерживается своими несущими поверхностями (цапфами или другими поверхностями, их заменяющими) в опорах (подшипниках качения или скольжения, газовых или жидкостных потоках и т.п.). В уточнении этого определения (допускаемом ГОСТом [20]) следует подчеркнуть, что тело, представляемое ротором, имеет конечную изгибную жесткость.

Ось ротора (ОР) – это прямая, соединяющая центры тяжести контуров поперечных сечений средин несущих поверхностей ротора [20].

Инерционно-массовые свойства ротора определяются его массой m и главными центральными моментами инерции J_x, J_y, J_z , зная которые, можно определить момент инерции ротора относительно любой его оси инерции, как центральной (проходит через центр S масс ротора), так и нецентральной (не проходит через S), по известным из [109] соотношениям.

Три взаимоперпендикулярных центральных оси X, Y, Z , относительно которых момент инерции принимает значения J_x, J_y, J_z , называются главными центральными осями инерции (ГЦОИ). Любая ось инерции ротора, параллельная одной из ГЦОИ, является главной осью инерции, характеризующейся тем, что относительно нее (также, как и относительно любой ГЦОИ) центробежный момент инерции равен нулю [84, 109].

Неуравновешенность ротора – это его состояние, характеризующееся таким распределением масс, которое во время вращения вызывает переменные нагрузки на опорах ротора и его изгиб [20]. Это определение отражает физический смысл понятия «неуравновешенность ротора»; с точки зрения геометрии распределения масс ротора неуравновешенность – это несовпадение оси ротора с одной из его главных центральных осей инерции ($OP \neq \text{ГЦОИ}$).

При вращении неуравновешенного ротора с угловой скоростью $\omega = \text{const}$ возникают неуравновешенные инерционные усилия:

– главный вектор сил инерции

$$\bar{P}_u = m\bar{e}\omega^2, \quad (1.1)$$

где \bar{e} – эксцентриситет массы ротора – радиус-вектор центра масс ротора относительно его оси [20]; \bar{P}_u приложен в центре масс ротора и сонаправлен с \bar{e} ;

– главный момент сил инерции

$$\bar{M}_u = \bar{J}_{\rho op} \omega^2, \quad (1.2)$$

где $\bar{J}_{\rho op}$ – вектор центробежного момента инерции ротора относительно его оси (ОР).

Следует отметить, что с учетом гипотезы о конечной изгибной жесткости любого ротора векторы $\bar{e} = \bar{e}(\omega)$, $\bar{J}_{\rho op} = \bar{J}_{\rho op}(\omega)$ являются функциями ω . Поэтому общими выражениями для расчета неуравновешенных инерционных усилий вращающегося ротора следует считать

$$\bar{P}_u = m \cdot \bar{e}(\omega) \cdot \omega^2; \quad \bar{M}_u = \bar{J}_{\rho op}(\omega) \cdot \omega^2, \quad (1.3)$$

и лишь при заданной ω эти усилия имеют постоянные значения и, вращаясь вместе с ротором, переменное направление. Последнее и служит источником динамических нагрузок и вибраций опор ротора.

Ротор полностью уравновешен на скорости ω вращения, если при этом его $\bar{e} = 0$, $\bar{J}_{\rho op} = 0$, т.е. в случае, когда на скорости ω его вращения ось ротора совпадает с одной из его главных центральных осей инерции (ОР = ГЦОИ).

В теории различают три вида неуравновешенности ротора [3, 20]:

– статическая неуравновешенность, при которой ОР и ГЦОИ ротора параллельны (ОР \parallel ГЦОИ). При этом $\bar{e} \neq 0$, $\bar{J}_{\rho op} = 0$, $\bar{P}_u \neq 0$, $\bar{M}_u = 0$, и ОР является главной, но нецентральной осью инерции ротора;

– моментная неуравновешенность, при которой ОР и ГЦОИ ротора пересекаются в центре масс ротора. При этом $\bar{e} = 0$, $\bar{J}_{\rho op} \neq 0$, $\bar{P}_u = 0$, $\bar{M}_u \neq 0$, и ОР является центральной, но не главной осью инерции ротора;

– динамическая неуравновешенность, при которой ОР и ГЦОИ пересекаются не в центре масс ротора или перекрещиваются. При этом $\bar{e} \neq 0$, $\bar{J}_{\rho op} \neq 0$, $\bar{P}_u \neq 0$, $\bar{M}_u \neq 0$, и ОР является нецентральной и неглавной осью инерции ротора.

В практике любой ротор имеет динамическую неуравновешенность, представляемую как совокупность статической и моментной неуравновешенности. Возникает неуравновешенность за счет анизотропии масс деталей ротора, погрешностей их изготовления и сопряжения при сборке в производстве (технологические источники неуравновешенности), за счет износа деталей ротационного агрегата, накопления в нем технологических отходов производства (эксплуатационные источники неуравновешенности) и по ряду других причин, связанных с нежесткостью ротора, о которых речь пойдет ниже.

Использование гипотезы о конечной изгибной жесткости любого ротора требует введения такой его характеристики, как линия эксцентриситетов масс ротора (ЛЭМР) – это геометрическое место центров масс всего множества элементарных сечений тела ротора, перпендикулярных его оси. В общем случае ЛЭМР – пространственная кривая, которая может быть задана с помощью эксцентриситетов \bar{e}_i элементарных масс ротора относительно его оси в цилиндрической системе координат, связанной с этой осью. Имея определенный вид у невращающегося ротора, эта линия меняется с вариацией ω . Через характеристики ЛЭМР для определенной ω могут быть выражены эксцентриситет $\bar{e}(\omega)$ массы ротора и его центробежный момент инерции $\bar{J}_{\rho op}(\omega)$,

определяющие неуравновешенные инерционные усилия на вращающемся со скоростью ω роторе.

Любая ЛЭМР, как у невращающегося, так и у вращающегося ротора, может быть представлена в виде векторной суммы членов бесконечного ряда разложения по собственным формам изгиба ротора [20] (собственным модам по [29]). На рисунке 1.1 показаны собственные формы изгиба ротора; из него же следует логика построения более высоких собственных форм.

Критическая скорость ω_{kpi} ротора – это значение скорости вращения, при которой возникает максимальный изгиб ротора по одной из $i = 1, 2, 3, \dots$ собственных форм, приводящий к значительному изменению ЛЭМР.

Каждая из собственных форм изгиба оси невращающегося ротора лежит в своей плоскости, проходящей через ось ротора. В этой же плоскости происходит максимальный изгиб ротора при его вращении с критической скоростью, соответствующей той же собственной (классической) форме изгиба.

Жестким принято называть ротор, первая (основная) критическая скорость ω_{kpi} которого намного выше его максимальной эксплуатационной скорости ω_s вращения [20].

Это определение отражает одну из особенностей динамики такого ротора – возможность практически пренебрегать его изгибными деформациями в диапазоне скоростей вращения $0 < \omega \leq \omega_s$. Для такого ротора принимают $\bar{e} = const$, $\bar{J}_{\rho op} = const$ и неуравновешенные инерционные усилия определяют по (1.1), (1.2). Вместе с тем приведенное вербальное определение понятия «жесткий ротор» нельзя признать корректным из-за отсутствия в нем количественного критерия разграничения жестких и нежестких роторов. Полагается, что чем меньше ω_s / ω_{kpi} , тем выше обоснованность рассмотрения ротора как жесткого.

У любого реального ротора можно физически установить его ОР, однако положение его ГЦОИ, наиболее близкой к ОР, характер несовпадения ОР с ГЦОИ, установление ЛЭМР, а также векторов \bar{e} , $\bar{J}_{\rho op}$, полностью описывающих неуравновешенность ротора, непосредственно не поддаются определению. Это привело к необходимости идентифицировать характеристики неуравновешенности любого реального ротора с помощью дисбалансов.

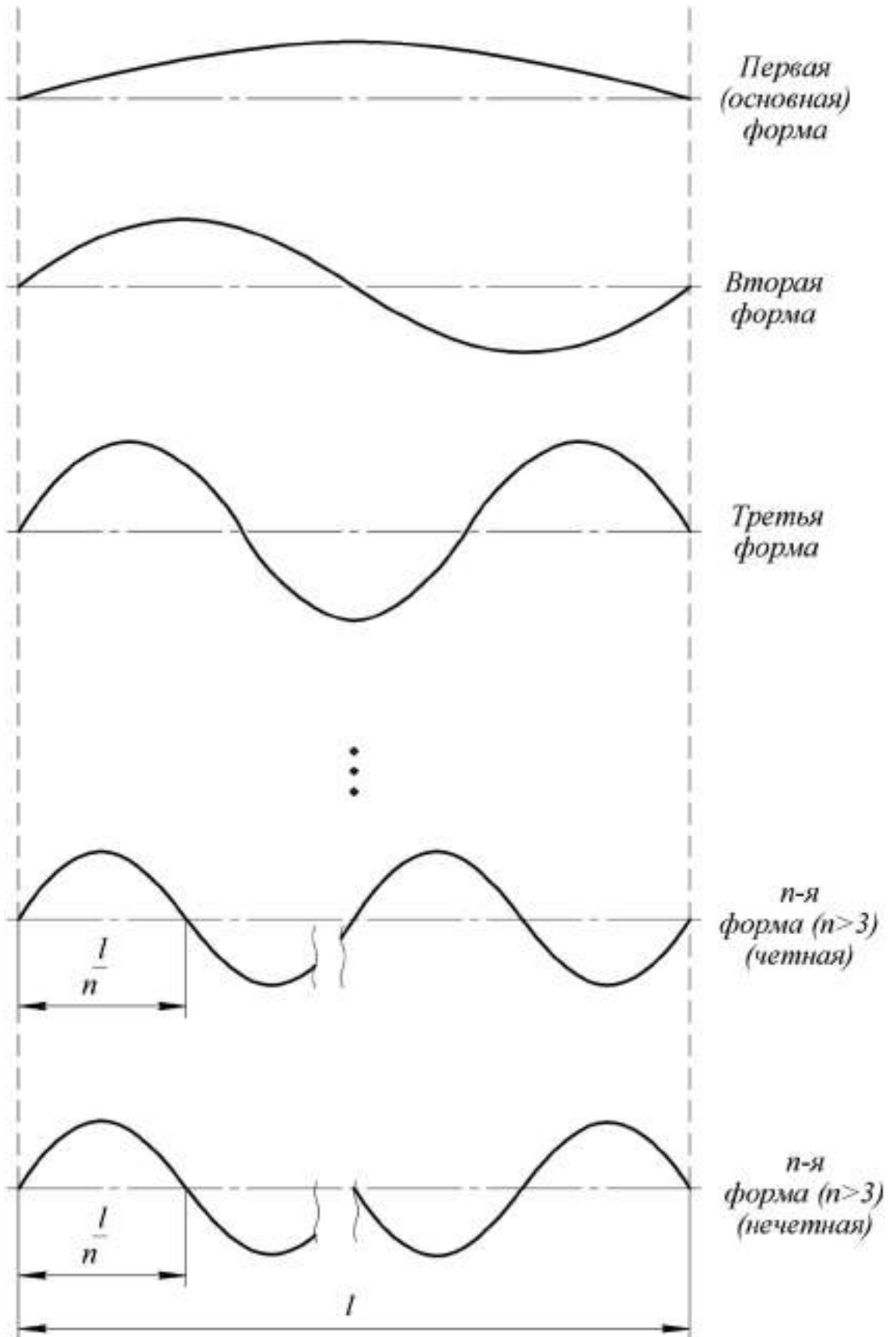


Рисунок 1.1 – Собственные формы изгиба оси ротора при критических скоростях его вращения $\omega_{кр1}, \omega_{кр2}, \omega_{кр3}, \dots, \omega_{крn}$ (четная), $\omega_{крn}$ (нечетная)

Дисбаланс \bar{D} – это векторная величина, равная произведению неуравновешенной массы m_n на ее эксцентриситет \bar{e}_n [20]:

$$\bar{D} = m_n \bar{e}_n. \quad (1.4)$$

Как и любая векторная величина, \bar{D} характеризуется значением (модулем) $D = m_n e_n$ и углом (углом дисбаланса), определяющим положение \bar{D} в системе координат, связанной с ОР.

Плоскость, перпендикулярная ОР, в которой задают значение и угол дисбаланса \bar{D} , называется плоскостью приведения дисбаланса (плоскостью приведения).

Любой вид неуравновешенности ротора может быть смоделирован с помощью двух дисбалансов \bar{D}_1, \bar{D}_2 в двух произвольных плоскостях приведения 1, 2, отстоящих по разные стороны от центра масс ротора на расстояния l_1, l_2 соответственно. Так, статическая неуравновешенность ротора идентифицируется этими дисбалансами при выполнении условия $\bar{D}_1 l_1 = \bar{D}_2 l_2$. Моментная неуравновешенность идентифицируется выполнением условия $\bar{D}_1 = -\bar{D}_2$. Динамическая неуравновешенность идентифицируется невыполнением представленных выше условий идентификации статической или моментной неуравновешенности ротора. Таким образом, с помощью дисбалансов \bar{D}_1, \bar{D}_2 в двух плоскостях приведения 1, 2 может быть установлен как вид неуравновешенности ротора, так и ее количественная оценка.

Корректирующая масса – это дополнительная масса, добавляемая или удаляемая из тела ротора, или же перемещаемая по нему, для уменьшения или практически полной ликвидации дисбаланса ротора [20].

Плоскость коррекции – это плоскость, перпендикулярная ОР, в которой расположен центр корректирующей массы [20].

Корректировка масс ротора – это процесс изменения или перемещения корректирующих масс для уменьшения дисбалансов ротора [20].

Начальный дисбаланс – это дисбаланс в рассматриваемой плоскости приведения до корректировки масс ротора [20].

Остаточный дисбаланс – это дисбаланс в рассматриваемой плоскости приведения, оставшейся после корректировки масс ротора [20].

Допустимый дисбаланс – это наибольший остаточный дисбаланс в рассматриваемой плоскости приведения, который считается приемлемым [20].

Балансировка ротора – это процесс определения значений и углов дисбалансов роторов в плоскостях коррекции и уменьшения их корректировкой масс до значений остаточных дисбалансов, не превышающих допустимых значений. Последнее достигается операцией контроля значений остаточных дисбалансов, включаемой в технологический процесс балансировки ротора.

Плоскость измерения – это плоскость, перпендикулярная ОР, в которой производится измерение значения и угла дисбаланса ротора при его балансировке. В общем случае плоскости измерения и плоскости коррекции ротора могут не совпадать.

Вся совокупность как конечных, так и элементарных дисбалансов ротора во всех его плоскостях приведения может быть сведена к главному вектору $\bar{D}_{ст}$ и главному моменту \bar{M}_D дисбалансов:

$$\bar{D}_{ст} = m\bar{e}; \bar{M}_D = \bar{J}_{\rho\rho\rho}, \quad (1.5)$$

определяющих неуравновешенные инерционные усилия на ротор по (1.1), (1.2).

В практике используют следующие виды балансировки роторов:

- статическая балансировка – определяется и уменьшается лишь главный вектор $\bar{D}_{ст}$ дисбалансов ротора;
- динамическая балансировка – определяется и уменьшается как главный вектор $\bar{D}_{ст}$, так и главный момент \bar{M}_D дисбалансов ротора.

Балансировочный станок – станок, определяющий значения и углы дисбалансов ротора в плоскостях коррекции.

Станок (стенд) для статической балансировки определяет только главный вектор $\bar{D}_{ст}$ дисбалансов ротора. Такой станок (стенд) может определять $\bar{D}_{ст}$ при помощи силы тяжести на невращающемся роторе или в динамическом режиме (на вращаемом станком роторе).

Станок для динамической балансировки определяет дисбалансы на вращаемом им роторе [20]. Различают три типа таких станков: дорезонансный, резонансный, зарезонансный – в зависимости от соотношения частоты n вращения ротора на станке и

собственной частоты $n_{\bar{n}}$ его колебаний на этом станке ($n < n_c$ – дорезонансный, $n = n_c$ – резонансный, $n > n_c$ – зарезонансный станок).

Балансировка на месте – балансировка ротора в собственных подшипниках и опорах без установки на балансировочный станок [20].

Балансировочный комплект – измерительные приборы, позволяющие получать информацию о дисбалансах ротора при балансировке на месте [20].

Все приведенные понятия будут служить основой последующего изложения настоящей работы. Кроме того, по ее тексту будет дополнительно введен ряд понятий и их определений, не предусмотренных в [20]. Обусловлено это использованием системного подхода к решению в настоящей работе всего комплекса вопросов балансировки роторов при проектировании, производстве и эксплуатации машин.

1.2. Классификация роторов как объектов балансировки

Достаточно полно обзор литературы по этому вопросу был сделан в кандидатской диссертации [88] автора настоящего исследования. Однако придание последнему целостности, а также дополнение материалов из [88] анализом результатов более поздних исследований сделало целесообразным представление здесь рассматриваемого пункта обзора.

Изначально, на стадии становления науки о балансировке, каждое изделие, для которого ставились и решались ее задачи, относили к отдельному классу. Связано это было с тем, что для каждого из таких изделий необходимо было изыскивать методы как постановки, так и решения каждой из множества этих задач, как при проектировании, так и в производстве и эксплуатации машин. Даже в настоящее время, когда практически полностью очерчен круг задач балансировки роторов и в определенной мере накоплен опыт их решения, практикам зачастую приходится ставить новые задачи балансировки, изыскивать новые методы решения не только этих задач, но и тривиальных задач с тем, чтобы обеспечить необходимую уравновешенность той или иной оригинальной конструкции ротора в эксплуатации машины.

Как и любая классификация объектов научных исследований, классификация роторов преследует цель подразделения их полного множества на отдельные группы по определенным признакам с тем, чтобы для каждой из выделенных групп разработать и

поставить в соответствие методике решения определенных задач их исследования (анализа и синтеза). При этом характерно, что развитие знания об объекте коррелирует с процессом определения новых свойств и характеристик механической системы. Так же видна и очевидна взаимосвязь между определением новых характеристик объекта, детализацией и расширением новых классификаций.

Отмеченное четко прослеживается на истории развития теории и практики балансировки роторов, как отдельной научной дисциплины, и связанных с ней изменениях классификации роторов как объектов этой дисциплины. В первом десятилетии двадцатого начала развиваться теория балансировки ротационных агрегатов. Повышенные вибрации в следствии резкого возрастания скорости вращения роторов привели к быстрому износу агрегатов и безопасности их использования. Резкое развитие турбостроения, авиационной и ракетной промышленности сделали актуальными решение задач балансировки роторов. На первоначальной стадии задачи по балансировке агрегатов решались независимо друг от друга. Это была первая и важная ступень которая дала развитие теоретических основ балансировки роторов как отдельной научной дисциплины. С момента становления дисциплины были выделены два независимых друг от друга направления балансировки жестких и гибких роторов. Такое разделение дисциплины по классификации «гибкость» связано с тем, что балансировка данных роторов существенно различалась между собой, такая тенденция наблюдается и по сей день.

Балансировка роторов была одной из первых задач, решаемой советским инженером Лурелем Стодолой [24, 27]. Спустя 10 лет вышла первая отечественная публикация, рассматривающая теоретические и прикладные вопросы балансировки жестких роторов, написанная Фрейдбергом В. З. [19]. Вместе с тем, родоначальником теоретических основ балансировки жестких роторов принято считать профессора Казанского университета Шитикова Б. В. [11-1], впервые в 30-х годах прошлого века предложившего конструкцию станка рамного типа для динамической балансировки жестких роторов, которую и поныне называем его именем. Обобщение этой теории и практических рекомендаций по балансировке жестких роторов с подчеркиванием значительности роли Шитикова Б. В. в этих разработках осуществлено в работе Колесникова П. В. [44]. Большой вклад в решение этих вопросов внесли учеными кафедры «Теория механизмов и машин» МВТУ им. Баумана Н. Э. [69], разработавших и

внедривших гамму станков для статической балансировки жестких роторов в динамическом режиме.

Отечественная научная школа балансировки гибких роторов была создана исследованиями Диментберга Ф. М., Шаталова К. Т., многочисленные публикации которых вылились в монографии [32, 37, 38, 114] по этим вопросам.

В это же время Бишоп и Гладуэлл [124] разрабатывают методику балансировки гибких роторов, а Гудман [151] применяет метод наименьших квадратов в моделировании балансировки ротора.

Дальнейшее развитие методики для расчета дисбаланса основывалось на методе матричного переноса Томсона. Этот метод применялся Ландзбергом [167] для широкого диапазона динамических характеристик и устойчивости роторов. Следующим витком развития был метод конечных элементов, который был применен к динамике ротора Димарогонасом [140-145], Рул и Букер [189] и Нельсон и МакВон [177]. Мейрович [172, 174] разработал основу для вычисления критической скорости и амплитуд колебаний.

Теоретическая модель ротора с шаровым автобалансирующим устройством, впервые предложена Фирлом Э. [198] (американский инженер) в 1932 году. Модель состояла из ротора вставленного в трубку заполненной вязкой жидкостью по концентрическим окружностям в плоскости диска и несколькими металлическими шарами. В некоторых случаях вместо шаров применяет катки или маятники. Подробно описаны все известные устройства для автоматической балансировки роторов в работе Гусарова А.А. [31].

Во многих работах рассматривались проблемы балансировки роторов одного из видов. Например, Шперлинг Л. [197], Шекун Г. Д. [113] рассматривали балансировку жестких роторов, а Чунг Д. [44-46] проблемы балансировки гибких. В монографии Диментберга Ф.М. [37] решена задача о балансировке гибкого ротора с распределенным дисбалансом с помощью набора сосредоточенных грузов, расположенных вдоль осевой линии вала. Олсон К.-О. [178] в статье, рассмотрел вопросы устойчивости шаровых автобалансирующих устройств, используемых для балансировки роторов со многими степенями свободы, с учетом кулонова трения и ошибок изготовления беговых дорожек. В работах, вышедших за последнее время, большинство авторов используют новые технологии компьютерного моделирования для проведения бифуркационного анализа динамики АБУ. Среди них можно отметить работы Грина К. и Чампнейса А. Р. [153,

154], в которых, помимо установившихся режимов, исследуются предельные циклы и хаотическое движение. Фундаментальными работами, отражающими современное состояние теории жестких и гибких роторов, являются монографии Генты Г. [150] и Ямамото Т. [202].

Раджалингам С. [179] опубликовал в 2006 году работу, посвященную использованию АБУ для балансировки вертикально ориентированного консольного ротора. Моделирование полных нелинейных уравнений показало, что нестабильные скорости от линейного анализа действительно будут вести себя в стабильной сбалансированной конфигурации, иллюстрирующей ненадежность и линейные результаты. Авторы отметили, что внутренняя сложность системы требует, чтобы отдельные параметры изучались с использованием упрощенных моделей, чтобы определить, какие именно факторы имеют наибольшее влияние на поведение ротора и АВВ.

Ким и Чанг [165] опубликовали работу по АБУ для оптических дисководов в 2002 году. Модель имела прямоугольную подающую платформу, поддерживаемую с каждого угла изотропной резиной, а также подвеску, обладающую линейной жесткостью и демпфирующими свойствами. Было обнаружено, что поскольку жесткость была увеличена, рабочая скорость шпинделя также должна быть увеличена, но по итогу сократилась стабильная сбалансированная область работы. Авторы также подтвердили, что АБУ может не балансировать шпиндель, когда рабочая скорость меньше критической.

Рыжик и Сперлинг [194] в 2004 году опубликовали статью, в которой рассмотрены несбалансированные роторы, имеющие как одно-, так и двухплоскостные АБУ. В статье [192], они значительно расширили некоторые предыдущие выводы из [194]. Вновь подтвердилось, что полная балансировка имеет место только в том случае – если рабочая скорость ротора превышает вторую критическую скорость ротора. Было показано, что частичная балансировка происходит в частотном диапазоне сразу после первой критической скорости в роторах, когда полярный момент инерции был больше поперечного момента инерции.

Шперлинг и др. [196] опубликовали в 2004 году работку, в которой исследовали балансировку в одной плоскости ротора с АБУ. Модель отличалась несбалансированным жестким ротором, установленным на двух изотропных

подшипниках, состоящих из линейных пружин и демпферов. Движение ротора характеризовалось двумя поступательными и двумя вращательными степенями свободы. Уравнения движения были разработаны с использованием подхода Лагранжа с дальнейшей линеаризацией. Сначала авторы исследовали «длинные» роторы, в которых поперечный момент инерции больше полярного момента инерции, затем «сферический». Были исследованы роторы, у которых поперечный момент инерции равен полярному моменту инерции. Наконец, «дисковые» роторы, у которых поперечный момент инерции меньше полярного момента инерция. Каждый ротор был проверен с помощью АБУ, установленного в геометрической центр вала и в некотором поперечном месте от геометрического центра вала.

Рыжик и Сперлинг [193] вновь рассматривали движение вблизи критических скоростей в роторе с одноплоскостным АБУ. В работе отмечено, что массы и эксцентриситет шариков должны быть очень маленькими, чтобы свести к минимуму любые неуравновешенные «центробежные» силы. В работе [191] авторы вернулись к модели, представленной [193], чтобы рассмотреть влияние поддержки анизотропии на одноплоскостных характеристиках АБУ.

В 2001 году Веттергрэн [207-208] опубликовал свою первую работу по АБУ, исследуя жесткий вал, установленный в двух анизотропных подшипниках с линейными пружинами и амортизаторами. Веттергрэн также заметил, что высокое демпфирование подшипников служит для подавления нестабильность в системе и добавление большего количества шариков в систему увеличивает количество времени необходимого для того, чтобы шарики заняли устойчивое положение.

Канг и Чао [163] в 2001 году опубликовали работу по АБУ путем моделирования оптического диска привод. Вал ротора рассматривался как твердое тело, и прикрепленный к нему ротор был вынужден двигаться в горизонтальной плоскости. Всего было определено 24 точки равновесия, но только три из них отличаются с физической точки зрения. В следующем году Хуанг и Чао [159] опубликовали статью, в которой продолжали исследовать применение АБУ для оптических дисководов. В дальнейшем Чао и его коллеги исследовали нелинейные эффекты оптических приводов с АБУ, результаты исследований были отражены в работах [129-133, 197].

В 2004 году Олссон [178] исследовал плоский неуравновешенный ротор с присоединенным АБУ. Его работа была сосредоточена в первую очередь на движении

балансирующих шариков и мало описывала силы, действующие на сам ротор. В своем алгоритме автор использовал эффекты кулоновского трения, моделируемая сила трения предполагалась либо кинетической по своей природе, либо отсутствующей. Сложное поведение силы статического трения не рассматривалось. Ван де Вау опубликовал статьи [175, 204-206] об устойчивости и привлекательности точек равновесия в нелинейных системах, которые характеризуются трением и столкновением, посредством анализа устойчивости по Ляпунову.

В 2005 году Мерз [175] опубликовал свою работу по АБУ, в которой использовался неуравновешенный ротор с гибким валом, имеющий две уравновешивающие системы, расположенные на обоих концах вала. Ротор работал с постоянной угловой скоростью, а отклонение центра вала предполагалось плоским. Мерз обнаружил, что балансирующие шарики не занимают положение, обеспечивающее полную балансировку ротора, и в качестве возможных причин он назвал «трение балансирующих тел о боковые стороны барабанов», а также неправильную форму или неправильное распределение веса балансирующих элементов по оси. Ян и др. [209] выполнили свою работу с АБУ в 2005 году, рассматривая неуравновешенный ротор, работающий в горизонтальной плоскости на изотропной опоре линейных пружин и демпферов. Автор показал, что наиболее важным параметром конструкции оказалась масса балансирующих шариков. Было замечено, что системы лучше работают при использовании небольших уравновешивающих масс вместо больших. Были проведены эксперименты с использованием различных типов масла для моделирования различных значений трения в АБУ. Эти данные подтверждают вывод о том, что трение снижает способность системы к идеальной балансировке.

Хорват с коллегами [157] в 2005 году опубликовали работу, посвященную маятниковым балансирам, в которой отметили, что с учетом лучшего распределения сил, действующих на маятниковый балансир, по сравнению с балансиром с шаром, маятниковый балансир будет иметь лучшую чувствительность и работать лучше. В 2008 году [158] автор пришел к выводу, что маятниковые балансиры довольно чувствительны к размещению маятника, и необходимо соблюдать осторожность, чтобы точно совместить ось маятника с центром диска или ротора. Авторы отметили, что в АБУ деформация контактной поверхности создает карман, который ограничивает шарик и

изменяет направления сдерживающих сил, а также препятствует его способности достигать оптимального положения равновесия.

В 2006 году Грин и Чампни [154] опубликовали данные об АБУ и выполнили бифуркационный анализ положений равновесия. Их модель имела неуравновешенный жесткий ротор с геометрическим центром, прикрепленным к жесткому валу. Ротор был установлен на анизотропной опоре из линейных пружин и демпферов, которые сопротивлялись движению в одном направлении. Моделирование также показало способность АБУ балансировать ротор для определенных условий эксплуатации и наличие остаточных вибраций при неправильном выборе начальных условий. В нескольких случаях было замечено, что АБУ ухудшает характеристики ротора. В других случаях система показывала большие колебательные переходные процессы перед установлением состояния уравновешенного равновесия. В последующих исследованиях авторы утверждают, что «необходимо уменьшить продолжительность переходного режима за счет увеличения коэффициента внешнего демпфирования с угрозой нежелательной неустойчивости». Результаты работ [153-154] были также воспроизведены и исследованы Грином и др. [155] позже в 2006 году. Также в 2006 году Родригес и Чампни [186] опубликовали работу, посвященную двухплоскостной балансировке несбалансированного жесткого ротора со смещенным валом, при помощи АБУ с шариками разной массы. Родригес и Чампни [185, 187-188] снова опубликовали информацию о балансировке в двух плоскостях в 2008 году расширив свою предыдущую работу.

В 2006 году Лу [170] опубликовал свою первую статью об АБУ, исследуя привод оптических дисков. Его модель состояла из неуравновешенного диска, работающего с постоянной угловой скоростью. К диску был прикреплен АБУ, содержащий единственный шарик, рассматриваемый как частица, которая перемещалась по круговой канавке и подвергалась воздействию сил вязкого сопротивления. Лу [169,171] продолжил свою работу в 2008 году, расширив свой анализ системы. Эта модель представляет собой трехшаровую АБУ. Лу снова проигнорировал эффекты кулоновского трения между шарами и указал на необходимость только вязких эффектов, потому что «экспериментальные результаты, проведенные с оптическими дисками, хорошо согласуются с аналитическими предсказаниями, основанными на модели вязкого демпфирования».

Ченги другие [134] опубликовали свою работу по АБУ в 2007 году. В отличие от предыдущих попыток использования шариков, маятников и т.д., авторы использовали зависящий от скорости поглотитель вибрации (SDVA) для противодействия дисбалансу на оптическом диске. Для определения производительности SDVA на диске было проведено моделирование методом конечных элементов, и было обнаружено, что SDVA может эффективно подавлять вибрации от дисбаланса для широкого диапазона рабочих скоростей. Два прототипа SDVA были разработаны для экспериментальных целей, и было показано, что они эффективно уменьшают радиальные колебания дисководов. Несмотря на эффективность поглотителя вибрации, многие ученые продолжали рассматривать АБУ с шариковым исполнением [139, 145, 168].

Большинство исследований по тематике балансировки роторов имеют отраслевой характер с углублением в практическую применимость. Именно этот фактор стал ключевым для разграничения роторов на гибкие и жесткие. Разграничения по данному критерию существовал в каждой отрасли (турбостроение, автостроение, авиастроение, электрическое машиностроение и пр.) и различия между собой. Современные реалии показывают независимую внутриотраслевую историю развития как теоретических основ, так и методических и технических средств балансировки только своих роторов и на данный момент единого межотраслевого обоснованного критерия разграничения роторов на жесткие и гибкие не было разработано.

Впервые безотносительно к отраслям машиностроения общие теоретические вопросы балансировки были рассмотрены уже в первых изданиях курса «Теория механизмов и машин» [4] академиком Артоболовским И. И. в качестве одной из частей раздела «Динамика машин» еще до выделения балансировки роторов в отдельную научную дисциплину. Однако и в этом курсе отсутствует обоснованный количественный критерий разделения классов жестких и гибких роторов. Критерий основан на отношении эксплуатационной частоты к первой критической и имеет допущение в виде малости изгибной деформации оси ротора во время работы.

Монографии вошедшие в историю развития науки о динамике ротора и балансировки выглядят следующим образом.

Первый систематический трактат о вибрации был частью теории лорда Рэлея. Первый учебник по инженерной вибрации был написан в 1910 году инженером Хортом в Siemens-Schuckert в Берлине. Эта книга оказала огромное влияние на преподавание

вибрации, поскольку авторы выделили вибрацию как отдельную область механики, курса машиностроения и электротехники. Более того, эта работа стала стандартом, для всех последующих учебников по вибрации по сей день. За книгой Хорта последовало несколько учебников по вибрации в 1950-х годах, после появились учебники Тимошенко [200] и Ден Хартога [138] по вибрации. Этих учебники оказали глубокое влияние как на обучение, так и исследование по теме в США. Подробные обсуждения динамики ротора появляются в книге Стодолы и «Technische Dynamik» Безено и Гаммеля [123].

Первая монография по динамике ротора была написана Диментбергом [144], который представил обширное обсуждение большинства проблем динамики ротора. За ним последовал Тондл [201], который сосредоточился в основном на своей новаторской работе по внутреннему демпфированию ротора. Келсон, Циманский и Яковлев [164] представили монографию по динамике роторно-подшипниковых систем. Рао [180] написал обширную монографию, в которой раскрыто большинство классических темы по динамике ротора. Вэнс [203] сосредоточился на проблемах турбомашин, Гудвин [152] представил обширное рассмотрение как классических, так и современных предметов концентрируясь на идентификации и диагностике. Лаланн и Феррарис [166] сосредоточились на промышленных и компьютерных приложениях. Обширный аналитический подход представлен в монографии Чжана [210]. В дальнейшем китайские ученые активно исследовали данную проблематику [150, 202].

Начиная с 1960г. – признанного всеми специалистами года становления балансировки роторов как отдельной научной дисциплины – вопросы теории и практики балансировки роторов в различных отраслях машиностроения и приборостроения стали регулярно (с периодом в два-три года) обсуждаться на Всесоюзных научно-технических конференциях, работу которых возглавил проф. Щепетильников В. А. Результатами этих конференций явились сборники трудов [104–107], отдельными разделами в которых были «Уравновешивание жестких роторов», «Уравновешивание гибких роторов». Обобщение этих материалов выполнено в коллективной монографии [60], выпущенной под редакцией проф. Щепетильникова В. А. Однако и эти разработки не обосновали количественного критерия разграничения классов жестких и гибких роторов, полагая лишь, что «...жесткими роторами считаются роторы, рабочая скорость которых не превышает первой критической скорости вращения. В отношении количественной

оценки соотношения между рабочей скоростью вращения и критической здесь требуется в каждом конкретном случае индивидуальный подход с учетом требуемой точности уравнивания, конструктивных особенностей, демпфирования и др. факторов» [60].

Таким образом, с момента становления балансировки роторов как отдельной научной дисциплины и до начала 90-х годов объекты ее исследования подразделяли только на два класса (жесткие и гибкие), не вводя обоснованного количественного критерия разграничения этих классов. Мы должны понимать, что методики и технологии балансировки жестко регламентированы для каждой отрасли машиностроения. Учитывая специфику проектируемых машин каждой отрасли, критерии классификации роторов на жесткие и гибкие, а также методики балансировки имели узкоспециализированный характер. И как следствие мы имеем разные критерии классификаций, реализация к качеству балансировки и эффективности данного процесса. Такая ситуация была обусловлена тем, что вышедшие в 70-х годах международные стандарты качества балансировки роторов [53, 55] и созданный на их основе отечественный [23] стандарт не систематизировали роторы как межклассовые, а наоборот, диктовали именно внутриотраслевой подход к постановке и решению вопросов балансировки роторов. Рекомендации стандартов были направлены на развитие внутриотраслевых нормативов балансировки. Результатом этого явилась разработка множества стандартов (государственных и отраслевых) [19, 24, 62, 63, 66], регламентирующих такие нормативы и в настоящее время.

Например, в 70-х годах внутри отрасли сельскохозяйственного машиностроения был разработан норматив балансировки ротационных агрегатов машин, причисляющий роторы агрегатов к классу жестких. основополагающие исследования [74, 75], на базе которых разработаны эти нормативы [56, 57, 62, 63, 66], были начаты в 1963г. кафедрой «Теория механизмов и машин» РИСХМа, где образовалась научная школа под руководством профессора Гринькова Ю. В. Эта школа работает и поныне под руководством профессора Полушкина О. А. Ее разработки по балансировке жестких роторов сельхозмашин вошли в Государственный стандарт [23] и в «Справочник по балансировке» [103], который не только включил в себя опыт балансировки роторов в различных отраслях машиностроения (в том числе и в сельхозмашиностроении), но и, что самое главное, систематизировал этот опыт, углубив общую теоретическую основу балансировки роторов, заложенную в [3, 44, 69] и развитую в приложениях к [23].

К достоинствам справочника [103] следует также отнести представленную в нем впервые классификацию роторов не только по критерию «гибкость», но и по конструктивно-технологическому признаку, по частотному диапазону балансировки и динамическим свойствам. Последние свойства завульгаризанно представляются собой «гибкость» ротора, а главное, впервые представленная в этой работе классификация роторов, помимо «жесткого» и «гибкого», вводит понятие «квазигибкого» ротора, определяя его как ротор, который нельзя считать жестким, но который можно балансировать с использованием видоизмененной методики балансировки жестких роторов.

К недостаткам отмеченного справочника и представленной в нем классификации роторов как объектов балансировки следует отнести

каждый из выделенных классов жестких роторов определен вербально; отсутствует методика количественной оценки «гибкости» ротора, позволяющая отнести его к классу «жестких», «квазигибких» или «гибких» роторов;

в рамках этого справочника не выделено единой количественной характеристики «жесткого» ротора. Даже на одной и той же его странице (с. 35) отмечено, что «жестким иногда называют ротор, критическая частота вращения которого наименее выше его эксплуатационной частоты вращения, т.е. $\omega \ll \omega_{кр1}$ ». Ниже на той же странице: «В общем случае принято считать жесткими роторы с $\omega/\omega_{кр1} \leq 0,2$ для изделий с высокими требованиями к уровню вибраций. Для многозвенных изделий сложной конструкции принято считать жесткими роторы с $\omega/\omega_{кр1} \leq 0,6$ (например, роторы авиационных двигателей)». Тот же справочник (с. 23) констатирует: «Принято условно считать, что при $\omega/\omega_{кр} \leq 0,3$ ротор балансируем как жесткий, при $\omega/\omega_{кр} = 0,3+0,7$ как квазигибкий и при $\omega/\omega_{кр} > 0,7$ как гибкий», где $\omega_{кр}$ – ω – наибольшая угловая скорость ротора в эксплуатации.

Аналогичная ситуация наблюдается и в зарубежной литературе. Критерии жесткости/гибкости ротора представлены отношением рабочей частоты вращения к первой собственной. Зарубежные исследователи так же не используют данную методику и в настоящее время, так как такой параметр легко проанализировать и стандартизировать. Так авторы [126, 195] обосновывают данную методику, практически применимую, в виду того, что на графиках при балансировке, показания датчиков скорости не

смешиваются с шумом, как это происходит при отслеживании ускорений или перемещений

Полное отсутствие разработок по количественной оценке «гибкости» ротора, иллюстрирует высказывание автора соответствующего раздела справочника: «Условия, при которых ротор является жестким, неоднозначны в различных отраслях машиностроения и даже в одной отрасли. При сохранении общего определения к понятию «жесткий ротор» конструктор имеет относительно широкие возможности варьирования этим понятием». Вместе с тем, отсутствие обоснованного количественного критерия в определении ротора как «жесткого» не позволяет четко определить понятия «квазигибкого» и «гибкого» роторов, методологии балансировки которых принципиально различны.

Там же отмечено, что «гибкие роторы практически не используются в конструкциях машин сельскохозяйственного назначения». Тем не менее, и в этой разработке не представлен количественный критерий, позволяющий обосновать каждый рассматриваемый ротационный агрегат сельскохозяйственной машины как жесткий ротор. Отсюда отнесение всех таких агрегатов к жестким роторам происходило только на том, что использование разработанных в РИСХМе и реализованных конструированием и производством сельхозмашин нормативов и технологий балансировки роторов не вызывало нареканий от потребителей этих машин.

Выделение в [103] класса квазигибких роторов заставило в сельхозмашиностроении более глубоко перейти к созданию количественной оценки разделения роторов по классификационному признаку «гибкость». Это было сделано в работе [86], подготовленной школой балансировки РИСХМа (уже ставшим ДГТУ) и представившей наиболее полную и эффективную классификацию роторов сельхозмашин, так как каждому классу роторов этой классификации были противопоставлены адекватные нормативы и методы балансировки.

Остановившись более подробно на анализе последней классификации, заметим, что, на основе учета специфики конструкций, технологий изготовления и эксплуатации ротационных агрегатов сельскохозяйственных машин, предопределяющих особые требования к их балансировке, эта классификация осуществлена не по двум, как в [103], а по трем классификационным признакам:

«гибкость» ротора, характеризующаяся отношением максимальной эксплуатационной и первой критической частот вращения ротора,

изменяемость геометрии ротора в процессе его функционирования;

– наличие изнашивающихся элементов конструкции ротора, подлежащих замене или переустановке в эксплуатации

Если второй и третий признаки введены и подробно проанализированы в разработках той же школы, воплощенных в [103], то произведенное в [86] введение количественной оценки критерия «гибкость», являющееся приоритетным в обосновании нормативов и технологии балансировки роторов, позволили авторам установить границы деления классов роторов по этому критерию: для жестких роторов принято $\omega/\omega_{cr1} \leq 0,709$, для квазигибких роторов $0,709 < \omega/\omega_{cr1} \leq 0,9$; для гибких роторов $\omega/\omega_{cr1} > 0,9$

Подтверждая необходимость и важность установленных в [86] количественных критериев разграничения классов роторов сельхозмашин по критерию «гибкость», необходимо, тем не менее, отметить условность введенных граничных значений ω/ω_{cr1} . Граница области рассматривания ротора как жесткого установлена по условию выделения границ резонансной зоны вынужденных колебаний, принятому в теории колебаний [13]. Граница деления квазигибких и гибких роторов определена как страховочная величина на условии недопущения опасных резонансных явлений при работе машин. Такой условный подход к определению границ классов роторов по критерию «гибкость» не учитывает влияния объективно существующего прогиба оси ротора, имеющего место при любой частоте его вращения вне зависимости от значения ω/ω_{cr1} , на возникающие при этом дисбалансы ротора, которые могут нарушить требования к его эксплуатационной уравновешенности.

Существующий прогиб, который образуется в следствие работы ротора учитывается в работах [120-121, 156]. Гинтер Е. в 2001 году в своей публикации (основана на работе программы «Pulvibes») выделил критерий «Shall Stiffness» жесткость ротора или коэффициент жесткости.

$$K_2 = \text{Shaft Stiffness} = -\frac{F_k}{Y_2}, \quad (1.6)$$

$$K_2 = \frac{48EI}{L^3}.$$

Автором выстроена зависимость жесткости ротора от геометрии и свойств материала на примере ротора Джеффкота. Данная математическая модель описывает принцип работы программа «Dyrobex» на основе метода конечных элементов. Данная программа создана для моделирования роторной динамики, включая расчеты дисбаланса. Так же автор статьи отмечает, что в данной формуле не учитывается жесткость опор ротора и моделируется в пакете программ. Критерий отстройки был выведен из ограничения существования рабочей частоты относительно критической на 15%. Аналогичные выкладки были представлены в магистерской диссертации [121].

В книге [120] авторы вывели формулу определения рабочей частоты вращения. Данная формула учитывает жесткость ротора через механические свойства и геометрические размеры. Конкретного разделения ротора по критерию жесткости нет, но соотношение (1.7) помогает избежать этого:

$$\omega_{1D} = 5 \cdot 51135 \left(\frac{EJ}{ml^3} \right)^{1/2}. \quad (1.7)$$

Начиная с 2016 года был введен стандарт [161] по которому роторы делятся по критерию подверженности дисбалансу, выраженным численным коэффициентом. Жесткий ротор предполагает низкую подверженность дисбалансу, гибкий ротор – высокую. Ротор вращается вокруг своей оси масс, при деформации ось не совпадает с осью подшипника. В результате появляется усилие, вибрация на подшипниках или их комбинация. По стандарту усилие определяется как функция, в зависимости от распределения массы ротора и, при необходимости, регулируемой таким образом, чтобы гарантировать вибрации в установленных пределах соответствующие рабочей скорости в слабых сечениях, так и частотные усилия на подшипниках. Состояние дисбаланса связано с жесткостью конструкции, которая не допускает линейной зависимости между жесткостью подшипника и измеряемой вибрацией, а сила, действующая на подшипники, напрямую связана с жесткостью подшипника. В стандарте [162] приведена классификация роторов на 4 группы: жесткие, квазижесткие, гибкие 1 и 2 рода.

Необходимо заметить, что в конструкциях сельхозмашин используются лишь двухопорные роторы, поэтому рассматриваемая классификация не вводит такой

конструктивный классификационный признак, как количество опор ротора. Методы балансировки многоопорных составных и цельных ротационных агрегатов, широко используемых в энергетических машинах и летательных аппаратах [103], существенно отличаются от методов балансировки двухопорных роторов. Однако аналитический расчет дисбаланса достаточно трудоемок и сложен, и не дает достаточной точности, в отличие от метода конечных элементов. Так в программах «Dyobes» «Ansys/Workbench» можно рассчитать дисбаланс, и в следствие этого вводить критерий многоопорности целесообразно [183].

Высокочастотная балансировка применяется в ракето- и самолетостроении, активно применяется в турбомашиностроении, в сферах где требуется высокая надежность изделия [140]. Отсутствие технологий, методик и оборудования высокочастотной балансировки жестких роторов не идентифицировалось как проблема, в виду того, что внутри каждой отрасли традиционно осуществляется либо низкочастотная, либо высокочастотная балансировка роторов. Ряд отраслей машиностроения (например, сельхозмашиностроение) вынуждены обозначать эту проблему вследствие действий отмеченных по тенденции тенденций развития, приводящих к появлению машин с жесткими роторами и возникновению проблем с балансировкой последних на существующем в отрасли оборудовании для низкочастотной балансировки. В дальнейшем проблема низкочастотной балансировки жестких роторов станет актуальной для всех отраслей машиностроения, традиционно использующих низкочастотную балансировку ротационных агрегатов вышеуказанных машин. Поэтому разработка научных основ обеспечения возможности реализации и эффективности использования низкочастотной балансировки жестких роторов в настоящее время стала наиболее актуальной задачей балансировки ротационных агрегатов.

Резюмируя, заметим, что существующие в различных отраслях машиностроения классификации роторов, как объектов балансировки, по множеству разрозненных конструктивно-технологических и эксплуатационных признаков хотя и требуют систематизации, однако вполне отвечают своему назначению. Исключение составляет классификация роторов по их «гибкости» – наиболее важному признаку, определяющему принципиально различные подходы и методики их балансировки. Разработка обоснованного количественного критерия разграничения роторов по этому признаку с обязательным определением численных значений требует постановки и

решения новых задач механики нежесткого ротора. Удачная попытка решения одной из таких задач произведена в [88] автором настоящей работы. Развитие этих исследований обеспечит создание фундамента для решения полного комплекса задач балансировки роторов машин различного назначения и, прежде всего, разработку исчерпывающей и обоснованной классификации роторов как объектов балансировки и адекватных каждому из классов методик и технологий балансировки. В этом состоит смысл системного подхода к балансировке ротационных агрегатов при проектировании, в производстве и эксплуатации машин.

1.3. Задачи уравновешивания роторов при их проектировании

Проектирование уравновешенных конструкций роторов всегда начинается с обеспечения их инерционной симметрии относительно оси ротора. Последнее требует, чтобы для идеализированной конструкции создаваемого ротационного агрегата (детали ротора – идеальные однородные тела, погрешности изготовления этих деталей и погрешности их сопряжения при сборе агрегата полностью отсутствуют) теоретически обеспечивалось совпадение оси ротора и его главной центральной оси инерции. Решение этой задачи осуществляется аналитически и сводится к расчету масс и радиусов установки противовесов, корректирующих инерционную асимметрию ротора или его отдельной сборочной единицы, возникающую, например, за счет установки на роторе кулачков, флажков, отметчиков оборотов, шпай, молотков и других подобных асимметричных элементов. Поскольку эти задачи встали еще перед создателями первых в истории вращающихся технических устройств, то к настоящему времени накоплена большая методическая и справочная база для ее решения, но требующая какой-либо научной доработки.

Исключением последнему составляет достаточно распространенная в технологических машинах «трубчатая» конструкция ротационного агрегата, представляющая собой трубу с сваренными цапфами под подшипники, на наружной цилиндрической поверхности которой по окружности установлены рабочие элементы. Обеспечение инерционной симметрии, а также необходимой изгибной жесткости такого ротора требует отдельного рассмотрения в рамках настоящей работы.

Спроектированный теоретически инерционно-симметричным любой ротационный агрегат в реальности не будет обладать этим свойством из-за объективного влияния

игнорируемых в идеальной конструкции ротора факторов (неоднородность материалов, погрешности исполнения деталей и сборки), создающих локальные дисбалансы. Это делает необходимым постановку и решение проектировщиком для создаваемой конструкции агрегата комплекса основных задач его балансировки, которые формулируются как:

- обосновать класс проектируемого ротационного агрегата, как объекта балансировки, по всем классификационным признакам, полностью определяющим специфику создаваемой конструкции;
- обосновать необходимость балансировки созданной конструкции ротора;
- выбрать способ организации технологического процесса его балансировки [97];
- выбрать метод (статический, динамический) балансировки ротора и/или его сборочных единиц;
- обосновать число и местоположение плоскостей коррекции изделия и выбрать способ корректировки его дисбалансов;
- другие задачи проектирования ротационного агрегата, связанные с его балансировкой и устранением вибраций.

Лишь обоснованное решение каждой из всего комплекса этих задач позволяет гарантировать уравновешенность конструкции ротационного агрегата машины на проектной стадии ее создания. Рассмотрим далее существующие подходы и уже разработанные методы решения каждой из этих задач. При этом учитываем, что решение первой задачи требует проведения научных разработок, вытекающих из обзора материалов по п. 1.2. Также следует заметить, что методики решения остальных задач кардинально определяются классом ротора по различным классификационным признакам, установленным решением первой задачи.

1.3.1. Обоснование необходимости и целесообразности балансировки ротора

Четких указаний для решения этой задачи для тех или иных роторов вообще в литературе не приведено. Отраслевые нормалы машиностроения иногда вводят предельные кинематические параметры, которые ограничивают область роторов, их деталей и сборочных единиц, подлежащих балансировке. Так, в «Общих технических условиях на изготовление и приемку металлорежущих станков» отмечено, что

статически необходимо балансировать детали, имеющие скорость выше 3 мс^{-1} . ГОСТ 10286-62 и нормаль 13-209-57, регламентирующие технические условия на шкивы сельскохозяйственных машин, допускают не проводить балансировку шкивов с окружной скоростью менее 5 мс^{-1} .

Отраслевые стандарты [62, 63] и методические указания [56, 57], на основе исследований [74] одного из авторов этих нормативных материалов, ставят приоритетным (решающим) фактором вредного проявления неуравновешенности ротора снижение надежности его опорных подшипников качения. Как отмечено в [103, п. 14.4], «если весь комплекс нормативов балансировки этих роторов (роторов сельхозмашин – примеч. автора) решается исходя из указанного фактора, то вибрации от неуравновешенности не только не приведут к недопустимому снижению надежности подшипников роторов, но и не вызовут ухудшения качества технологического процесса машин, не будут генерировать вибрации рабочего места оператора, превышающие допустимый санитарными нормами уровень».

Как показано в [74], исходя из отмеченного выше условия, ротор не следует балансировать, если

$$\frac{c}{P_o} \geq K_{\delta_{\max}} K_k K_T \left(\frac{A_0 n}{f_0} \right)^{0,3}, \quad (1.8)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника качения (справочная характеристика типоразмера подшипника опоры ротора); P_o – постоянная составляющая динамической нагрузки на подшипник; $K_{\delta_{\max}}$ – максимальное значение динамического коэффициента расчета подшипника качения (справочная характеристика отраслевых нормативов проектирования подшипниковых опор); K_k , K_T – кинематический и температурный коэффициенты расчета подшипников качения (справочная характеристика); A_0 – амортизированный срок службы машины, мин; n – частота вращения ротора, мин^{-1} ; f_0 – плановое число замен подшипников ротора в течение всего амортизационного срока службы машины.

К недостатку этой методики следует отнести то, что, искусственно увеличивая C (установка на опорах ротора большего типоразмера подшипника) или f_0 , можно обосновать неэффективность балансировки любого ротора. При этом другие факторы вредного проявления неуравновешенности не оцениваются, что может крайне

отрицательно сказаться на качестве технологического процесса, выполняемого ротационным агрегатом, на условиях труда персонала, обслуживающего машину.

Изложенная методика может быть использована для всех типов машин с отмеченным выше приоритетом вредного проявления неуравновешенности их роторов. При отсутствии такого приоритета для обоснования необходимости балансировки ротора необходимо применять иные критерии.

Наиболее общий подход к проектному обоснованию необходимости балансировки ротора создаваемой машины изложен в [103]. В качестве критериев решения этой задачи приняты параметры динамического состояния ротора на машине (вибрации корпуса, прогиб ротора, реакции опор, относительные деформации, неуравновешенные сила и момент, действующие на ротор, и т.п.) При этом теоретически или экспериментально (на макетных образцах создаваемой машины) определяется максимальное возможное значение какого-либо из этих параметров в диапазоне эксплуатационных частот вращения несбалансированного ротора, которое относится к его допустимому значению. Если это отношение меньше единицы, ротор не нуждается в балансировке, в противном случае его следует балансировать.

Такой подход следовало бы признать состоятельным и эффективным лишь при выполнении следующих условий:

- для каждого класса роторов по всем классификационным признакам (см. п. 1.2) должен быть сформулирован полный перечень параметров их динамического состояния на проектируемой машине;
- постановка задачи должна быть многокритериальной, учитывающей всю совокупность параметров динамического состояния ротора на проектируемой машине;
- практика проектирования машин должна располагать достаточно достоверными методиками определения максимально возможных значений всех параметров состояния неуравновешенного ротора на машине;
- практика проектирования машин должна иметь обоснованные допустимые значения всех параметров динамического состояния ротора на машине.

Как видно из [103], за редким исключением, проектирование в большинстве отраслей отечественного машиностроения не отвечает отмеченным условиям. Поэтому задача обоснования целесообразности балансировки ротационного агрегата проектируемой машины требует своего практически реализуемого решения на

межотраслевом уровне с учетом специфики каждого из классов роторов по всем вводимым классификационным признакам.

1.3.2. Выбор способа организации технологического процесса балансировки ротора

Понятие «способ организации технологического процесса балансировки» раскрывается как последовательность и содержание этапов (операций и переходов) обеспечения уравновешенности ротора на машине в условиях ее производства. Эта последовательность должна учитывать особенности конструкции ротора, технологии его сборки и установки на машине [7]. Реализуемая в производстве эта последовательность должна предусматривать тот или иной способ обеспечения уравновешенности ротора при его ремонте в эксплуатации.

Впервые это понятие было введено в [55]. В работе [103] те же авторы сформулировали более полный перечень способов организации технологического процесса балансировки ротора с раскрытием каждого из них и описанием условий и особенностей их использования. Хотя эти способы сформулированы применительно к роторам сельскохозяйственных машин, они, тем не менее, могут успешно использоваться и в машинах любого иного назначения, если выполняются условия их использования.

Не излагая здесь подробностей решения задачи выбора способа организации технологического процесса балансировки проектируемого ротора из перечня этих способов (поддетальная балансировка, балансировка в сборе, комплексная балансировка, последовательная балансировка), представленного в [103], отметим лишь, что рекомендации этого справочника позволяют проектировщику без труда решить эту задачу для всех классов роторов по всем их классификационным признакам (п. 1.2).

Особо остановимся на способе организации технологического процесса балансировки ротационного агрегата, имеющего рабочие элементы, быстро изнашивающиеся и подлежащие частой замене в эксплуатации. Практика балансировки таких роторов предлагает ряд способов организации технологического процесса балансировки таких роторов:

– последовательная балансировка без подбора по массе рабочих элементов, когда балансируется ротор без рабочих элементов, после чего на него устанавливаются рабочие элементы, не подобранные по массе, и производится повторная балансировка ротора. Такой способ организации технологического процесса балансировки не эффективен, так как после первой замены изношенных рабочих элементов уравновешенность ротора нарушается;

– балансировка в сборе без подбора по массе рабочих элементов, когда ротор полностью собирается с установкой рабочих элементов, не подобранных по массе, и балансируется как отдельная сборочная единица. Такой способ имеет тот же недостаток, что и предыдущий;

– последовательная балансировка с подбором по массе рабочих элементов, когда ротор балансируется без рабочих элементов, после чего устанавливаются все рабочие элементы так, что в диаметрально противоположных точках ротора попарно устанавливаются подобранные по массе элементы. После этого производится повторная балансировка ротора. Такой способ обеспечивает уравновешенность ротора при попарной замене изношенных элементов в диаметрально противоположных точках новыми элементами, подобранными по массе. Однако этот способ не технологичен из-за излишних затрат на балансировку ротора до установки его рабочих элементов;

– балансировка в сборе с подобранными по массе рабочими элементами – то же, что и предыдущий способ, лишенный предварительной балансировки ротора без рабочих элементов. Именно этот способ организации технологического процесса балансировки необходимо использовать для рассматриваемого класса роторов (это отражено и в действующих нормативных материалах [57, 62, 63]), так как он лишен всех недостатков вышерассмотренных способов.

Изложенное показывает, что решение проектировщиком задачи выбора способа организации технологического процесса балансировки создаваемой конструкции ротора не требует проведения дополнительных научных исследований.

1.3.3. Выбор метода балансировки ротора и/или его сборочных единиц

В зависимости от принятого проектировщиком способа организации технологического процесса балансировки ротора ему необходимо для каждого балансируемого изделия (сборочная единица или ротор в сборе) назначить метод его балансировки. Практика использует два метода балансировки изделий – статическая или динамическая балансировка (п. 1.1). В отдельных случаях для снижения больших значений главного вектора начальных дисбалансов изделия его динамическую балансировку предваряют статической. Хотя теория и предусматривает возможность осуществления так называемой моментной балансировки [20], однако в общем машиностроении она не нашла своего практического применения.

Общепринято делить роторы на дискообразные (плоские) и цилиндрические в зависимости от значения отношения габаритной длины l тела ротора к его диаметру d . Все публикации до начала 70-х годов прошлого века констатируют: дискообразные роторы балансируют в одной плоскости коррекции (статически), цилиндрические – в двух плоскостях коррекции (динамически). Однако объективно обоснованного граничного значения l/d деления роторов на плоские и цилиндрические не было введено.

Так, Янишевский А. Ф. [118] предложил использовать общие технические условия на изготовление и приемку станков, в которых приведена таблица, связывающая метод балансировки ротора с его скоростью и отношением l/d . При этом автор призывает пользоваться данными этой таблицы крайне осторожно.

Беркович Д. М. [9], подчеркивая необходимость обоснования введения динамической балансировки экономическими соображениями, предложил использовать обобщенные им рекомендации различных авторов по выбору метода балансировки:

- тихоходные роторы, имеющие $n \leq 300 \text{ мин}^{-1}$, достаточно балансировать статически;
- роторы, имеющие $n > 300 \text{ мин}^{-1}$, рекомендуется балансировать динамически, если у них $l > d$;
- роторы, имеющие $l/d < 1$ при $n < 1000 \text{ мин}^{-1}$, – балансировать статически;
- роторы с $l/d < 0,2$ – балансировать статически.

Последней рекомендации придерживается большинство исследователей [2, 44], ориентируясь, вероятно, на самое первое предложение, сделанное в работе [190].

Оригинальных, обоснованных и практически реализуемых предложений не предоставляют и наиболее поздние справочные материалы [17, 104], допускающие статическую балансировку для роторов $l/d < 0,2 - 0,25$, хотя в [103, 23] без необходимых обоснований и вводится условие (в виде неравенства) допустимости статической балансировки изделия. К тому же этим условием невозможно воспользоваться как при проектировании, так и в производстве из-за полной неопределенности некоторых из входящих в него величин.

Первая попытка создания обоснованного критерия разграничения областей использования статической и динамической балансировки была предпринята в [74], где решение задачи, как и решение всего комплекса задач балансировки, основывалось на обеспечении требуемой долговечности подшипников качения опор ротационного агрегата. Для машин, у которых приоритетом решения задач балансировки долговечность подшипников не является, решение этой задачи остается открытым.

Действующие международный [53] и отечественный [23] стандарты не рассматривают глубоко вопрос разграничения роторов, балансируемых статически и динамически, а лишь рекомендуют проводить динамическую балансировку любого агрегата в его собранном состоянии. Однако эта рекомендация не может быть практически реализована для ротационных агрегатов, сборка которых осуществляется непосредственно на машине.

Таким образом, решение задачи обоснованного использования статической или динамической балансировки изделия остается открытым.

1.3.4. Обоснование норм точности балансировки ротора и/или его сборочных единиц

Точность исполнения любой детали, сборочной единицы, агрегата в целом (в том числе и точность их балансировки) служит средством обеспечения у создаваемой конструкции агрегата требуемых уровней всех показателей качества его функционирования в рабочем режиме эксплуатации машины. В основном, к таким показателям качества относятся долговечность и надежность наиболее слабых элементов конструкции агрегата, показатели качества технологического процесса, выполняемого агрегатом, удобство обслуживания и безопасность оператора машины.

Точность исполнения размеров деталей, точность их сопряжения в агрегате регламентируется допусками на линейные и угловые размеры, которые можно проконтролировать непосредственно с помощью существующих средств измерения и калибров. Что же касается точности балансировки, регламентирующей предельное допустимое неуравновешенное состояние ротационного агрегата, его сборочных единиц, деталей, то непосредственное определение их неуравновешенности невозможно. Поэтому первой задачей по нормированию точности балансировки должен стоять выбор количественной оценки неуравновешенного состояния изделия для последующего создания средств ее измерения, с тем чтобы на эту оценку наложить ограничение (допуск) для обеспечения у проектируемого ротационного агрегата требуемых уровней всех отмеченных выше показателей качества.

Наиболее подробно, с глубокой ретроспективой на период до 1968 г., обзор методов нормирования точности балансировки был выполнен в [74]. Не приводя подробного анализа рассмотренных в этой работе методов, отметим лишь, что при решении этой задачи отечественные и зарубежные исследователи учитывали:

- перемещение подшипников под действием инерционных сил от неуравновешенности [41, 115];
- точность балансировочного оборудования, на котором производится балансировка [2, 39, 122];
- эксцентриситет e массы ротора [44, 148, 149];
- удельную неуравновешенность в плоскости коррекции [1, 2, 42, 125];
- критерий $e\omega$, где ω – максимальная эксплуатационная скорость вращения ротора [146];
- нормированные значения остаточных дисбалансов [176];
- допустимое виброускорение опор [2];
- отношение инерционных усилий от неуравновешенности к весу ротора [2, 39, 97, 111, 114, 149];
- опыт работы конструкторских бюро и машиностроительных предприятий [2, 103];
- режим работы подшипников ротора, характеризующихся нагруженностью его опор на рабочих скоростях вращения ротора [111, 114, 117];

- долговечность подшипников [99, 182];
- показатели качества работы агрегата на машине [93];
- воздействия вибраций от неуравновешенности ротора на организм человека [182];
- скорость вращения ротора [44, 122];
- деформацию вала ротора [14].

Все изложенные в отмеченных работах методы нормирования точности балансировки роторов страдают отсутствием достаточной обоснованности вводимых норм. Последние представлены в виде таблиц и числовых рядов и не учитывают конструктивные, кинематические, динамические особенности ротора, условия его производства и эксплуатации. Такой способ решения задачи был подвергнут резкой критике на конференциях по балансировке [116], где поддержку получил подход к решению задачи, основанный на анализе влияния неуравновешенности ротора на все показатели качества работы ротационного агрегата на машине [93].

Такой подход был принят и в самой работе [74], где нормирование точности балансировки ротационных агрегатов зерноуборочных комбайнов осуществлено с учетом долговечности подшипников качения – превалирующего среди других факторов вредного влияния неуравновешенности, которые учитываются, но косвенно. Методика этой работы легла в основу отраслевых нормативных материалов [57, 62, 63]. Однако для других типов машин, где долговечность подшипников качения не является превалирующим фактором, эта методика непригодна.

Введенный Федерном К. [146] критерий ($e\omega$) точности балансировки нельзя признать объективным, так как усилия от неуравновешенности (a , следовательно, и значения показателей качества функционирования агрегатов, зависящие от этих усилий) пропорциональны ω^2 . Однако этот критерий положен в основу требований международного [53] и отечественного [23] стандартов, так как именно с его значением, как отмечено разработчиками [53], связано нормальное функционирование ротационного агрегата, описываемое приемлемыми уровнями всех показателей качества его работы. Приведенные в этих стандартах предельные допустимые значения ($e\omega$) для ротационных агрегатов различных машин подтверждены, как отмечено в этих стандартах, опытом многолетней эксплуатации этих машин.

Поскольку нарушение стандартов недопустимо (хотя эти стандарты и рекомендуют на основе их рекомендаций создавать отраслевые нормативы балансировки), в дальнейших исследованиях настоящей работы класс точности балансировки ротора и предельное допустимое значение ($e\omega$) будем назначать по этим стандартам, не ставя научных задач их более глубокого обоснования.

1.3.5. Обоснование числа и местоположения плоскостей коррекции изделия и выбор способа корректировки его дисбалансов

Решение этих проектных задач для жестких роторов достаточно полно освещено в справочной литературе [103]:

– сформулированы общие требования к назначению числа и расположения плоскостей коррекции изделия при его статической и динамической балансировке [104, гл. 4];

– систематизированы способы корректировки дисбалансов, специфика и требования к их практической реализации [103, гл. 3];

Для шкивов, дисков и других деталей машин сельскохозяйственного назначения с $l/d \leq 0,4$ теоретические обоснования по решению этих задач выполнены на кафедре «Теория механизмов и машин» ДГТУ (РИСХМ) [34]. На основе этих исследований созданы отраслевые нормативные материалы [61, 64, 65].

Вместе с тем, для жестких роторов, при наложении конструктивных ограничений на размещение (установку, удаление и перемещение) корректирующих масс, в большинстве случаев невозможно скорректировать дисбаланс в плоскости коррекции с помощью одной точечной массы. Необходимо корректирующую массу распределять по определенным точкам окружности в плоскости коррекции. Алгоритмы расчетов корректирующих масс в этих точках для всех способов корректировки дисбалансов отсутствуют. Их разработка в настоящем исследовании откроет перспективы автоматизации корректировки дисбалансов.

Что касается решения задачи обоснования числа и местоположения плоскостей коррекции нежестких роторов, то справочные рекомендации [103, пп. 4.3, 4.4] носят теоретический характер и не могут быть практически реализованы. Один из вариантов решения этой задачи для квазигибких роторов найден

в работе [88] автора настоящего исследования. Однако сложность практической реализации этого решения, требующей использования балансировочного станка с широким варьированием частоты вращения ротора, заставляет в настоящем исследовании искать более простое решение.

Что же касается способов корректировки дисбалансов нежестких роторов, то их выбор и проблемы практической реализации те же, что и для жестких роторов.

1.3.6. Другие задачи проектирования ротационного агрегата, связанные с его балансировкой и устранением вибраций

Кроме отмеченных выше, имеется ряд задач, решаемых проектировщиком ротационного агрегата любой машины. Их решение осуществляется по существующим апробированным методам и не требует постановки и проведения научных исследований в настоящей работе.

К одной из таких задач относится отражение в чертежной документации на ротационный агрегат и/или его сборочные детали, балансируемые отдельно, требований к балансировке. Исчерпывающий перечень этих требований представлен в нормативных материалах [57, 62, 63], разработанных кафедрой «Теория механизмов и машин» ДГТУ. Хотя эти материалы разработаны и апробированы для машин сельскохозяйственного назначения, сформулированные в них требования справедливы и для машин любого другого назначения.

Помимо этого, для ротационных агрегатов сборной конструкции (собираются непосредственно на машине из сбалансированных и несбалансированных сборочных единиц без прохождения балансировки в сборе [83]) в технических условиях на общем виде машины проектировщик должен отметить необходимость вибродиагностического выходного контроля качества балансировки этого агрегата на полнокомплектной машине и соответствия уровня этого качества требованиям стандартов [23, 53]. Теоретические основы такой вибродиагностики в поисковом режиме разработаны на кафедре «Теория механизмов и машин» ДГТУ [51].

В технических условиях на машину проектировщик должен оговорить требования к обеспечению уравновешенности каждого ее ротационного агрегата при его ремонте, состав запасных частей и требования к ним, с использованием которых

обеспечивается уравнивание агрегата после ремонта. Решение этих вопросов тесно связано с выбором способа организации технологического процесса балансировки ротационного агрегата (см. п. 1.3.2.) и достаточно полно обосновывается в [57].

Опоры ротационного агрегата, рассматриваемого как жесткое тело, установленное на машине, и его связи с другими агрегатами машины всегда имеют конечную жесткость. Поэтому образованная таким образом колебательная система при вращении ротора в эксплуатации может оказаться в резонансе, если рабочая частота вращения ротора и одна из собственных частот колебаний системы окажутся близкими или совпадут. При этом даже теоретически полностью уравновешенный жесткий ротор будет создавать недопустимо высокий уровень вибраций опор.

Характеристики вибраций опор ротора на машине зависят не только от его неуравновешенности, но и от возмущений, генерируемых другими (сторонними по отношению к рассматриваемому ротору) источниками [103]. Если же частота хотя бы одного из таких возмущений совпадает с частотой собственных колебаний ротора на машине, то, вне зависимости от характеристик его неуравновешенности и частоты вращения, также возникают недопустимые резонансные колебания.

Борьба с отмеченными выше резонансными явлениями делает необходимым при проектировании и испытаниях макетных образцов создаваемой машины постановку и решение задачи отстройки каждого ее агрегата от резонанса [103]. Теоретические и экспериментальные методы решения этой задачи в должной мере разработаны и достаточно эффективно используются. Если они и требуют доработок, то таковые представляют отдельное исследование, не связанное с целями настоящей работы.

На рисунке 1.2 представлен обобщенный алгоритм гарантированного обеспечения требуемой уравниваемости ротационного агрегата машины на проектной стадии ее создания. Он представляет последовательность решения всего комплекса рассмотренных выше задач. При этом задачи, не требующие своего разрешения, доработки и уточнения в рамках настоящей работы, включены в блоки предопределенных операций.



Рисунок 1.2 – Обобщенный алгоритм проектирования уравновешенной конструкции ротационного агрегата машины

В заключение заметим, что различные классы роторов, как объектов балансировки, требуют постановки и решения некоторых специфичных задач балансировки, не включенных в алгоритм на рисунке 1.2. Такие задачи будут решаться по мере их постановки в дальнейшем изложении работы.

1.4. Задачи балансировки роторов при их изготовлении в производстве машин

Организуя процесс производства ротационного агрегата любой машины, технолог обязан выполнить все требования конструкторской документации к балансировке ротора при минимизации затрат на ее выполнение. Это касается каждого балансируемого изделия (ротора в сборе, его балансируемых отдельно сборочных единиц и деталей).

Одной из основных задач технологической подготовки работ по балансировке изделия для любой машины является обоснование нормативов технологического процесса его балансировки. К таким нормативам относятся:

а) значения допустимых дисбалансов в двух плоскостях коррекции у опор ротора, балансируемого в сборе. – Рассчитываются по заданному допустимому значению главного вектора дисбалансов по соотношениям, представленным в [23];

б) частота n_δ вращения изделия при балансировке (это особо важно при балансировке изделий, имеющих шарнирные рабочие органы – ножи, молотки и т.п., а также изделий, имеющих податливый вал и требующих балансировки на нескольких частотах вращения). – Если обоснование n_δ с позиций безопасности, с позиций обеспечения стабильности положения шарнирных рабочих органов ротора в поле сил инерции достаточно обосновано в литературе [60, 74, 94], то решение этой задачи с позиций обеспечения заданной точности балансировки и для нежестких роторов, балансируемых по нетрадиционной технологии [88], отсутствует;

в) значения допустимых дисбалансов нежесткого изделия на принятых частотах его вращения при балансировке по отмеченной выше нетрадиционной технологии;

г) значения допустимых дисбалансов в дополнительных плоскостях коррекции, если таковые необходимо использовать при балансировке изделия. – Решение этой задачи отсутствует в литературе;

д) положения при балансировке сборочных единиц и деталей ротационного агрегата, балансируемого динамически в сборе и имеющего переменную геометрию, т. е. допускающего при функционировании относительные перемещения этих деталей и сборочных единиц. – Решение этой задачи отсутствует в литературе;

е) ряд номинальных значений масс корректирующих элементов (грузов) заданной проектировщиком конструкции. – Решение этой задачи отсутствует в литературе;

ж) предельное допустимое значение корректирующей массы по месту ее установки (или удаления) в плоскости коррекции и оценка возможности появления брака изделий по несбалансированности. – Хотя и имеются в литературе отдельные предложения по этим вопросам [61, 64], однако обобщенный подход к их решению отсутствует.

Отмеченные нормативы обосновываются для изделий, балансируемых динамически, имеющих шарнирные рабочие органы, нежесткие валы, переменную геометрию.

Для изделий, балансируемых статически в динамическом режиме, из приведенного перечня обосновываются лишь позиции б), г), д), е), ж). Для изделий, балансируемых статически при помощи силы тяжести на невращающемся изделии, обосновываются позиции г), е), ж) технологических нормативов их балансировки.

Для изделий, балансируемых на автоматизированном оборудовании, необходимо решать не рассмотренную в литературе задачу формализации расчета значений корректирующих масс на фиксированных местах их установки или удаления.

Следующей задачей технологической подготовки работ по балансировке изделия является обоснованный выбор балансировочного оборудования, предназначенного для определения значений и углов дисбаланса изделия в плоскостях его измерения и/или коррекции [20]. Решение этой задачи сводится к учету ряда факторов, наиболее полно сформулированных в [103, с. 195–197], таких как: метод балансировки изделия, производительность, точность балансировки, массово-геометрические и конструктивные особенности изделия, условия работы изделия, точность изготовления и технология его производства. Последние факторы определяют максимальное значение

начального дисбаланса изделия, необходимое для подбора верхней границы диапазона показаний балансировочного станка по условиям безопасности. Нижняя граница этого диапазона определяется значениями допустимых дисбалансов изделия.

Выбор оборудования для балансировки каждого изделия производится с использованием справочных данных [17, 103], представляющих основные технические характеристики станков для статической и динамической балансировки общего и специального назначения. Эти характеристики отражают достигнутые в конструкции станка уровни перечисленных выше факторов, учитываемых при выборе станка для балансировки каждого конкретного изделия. Для станков ведущих зарубежных фирм-производителей балансировочного оборудования (Schenck, Hofmann и др.) аналогичные характеристики приводятся в различного рода рекламных проспектах и каталогах, широко распространяемых дилерскими фирмами в РФ.

При использовании для изделия статической балансировки при помощи силы тяжести на невращающемся изделии стенд для ее реализации изготавливается производителем машины. Конструкции таких стендов и требования к их изготовлению подробно освещены в [44].

Таким образом, выбор балансировочного оборудования не представляет проблемы для технологов. Исключение могут составить случаи балансировки оригинальных специфичных изделий с особыми требованиями к балансировке и условиям ее реализации. В этих случаях необходимо изготавливать балансировочное оборудование под заказ, к чему всегда готовы его ведущие производители.

Также не составляет проблем для технологов проектирование и изготовление балансировочных приспособлений (оснастки). Их конструкции и требования к изготовлению подробно систематизированы и представлены в [103].

По результатам решения всех отмеченных выше задач осуществляется оформление технологического процесса балансировки изделия, представляющего алгоритм действий балансировщика, реализуемый для получения гарантированного качества балансировки в соответствии с требованиями чертежной документации на изделие. Решение этой задачи не требует постановки и проведения научных исследований.

Наконец, последней задачей технологической подготовки работ по балансировке является разработка методики и технических средств вибродиагностического контроля качества балансировки ротационных агрегатов каждой полнокомплектной машины при ее выходных испытаниях (если такой контроль предусмотрен проектной документацией). Методика такого контроля в поисковом режиме разработана на кафедре «Теория механизмов и машин» ДГТУ [51]. Однако разработка технических средств реализации этой диагностики требует постановки и решения ряда научных задач.

На рисунке 1.3 представлен алгоритм технологической подготовки работ по балансировке изделий, где predetermined операциями представлены задачи этой подготовки, не требующие дополнительной постановки и проведения научных исследований.

В качестве пояснений к этому алгоритму отметим следующее:

- в блоке 2 вводится значение n – число балансируемых отдельно изделий (агрегатов, их сборочных единиц, деталей), устанавливаемых на создаваемой машине;
- в блоке 4 вводятся значения: $u = 0$, если изделие балансируется статически при помощи силы тяжести; $u = 2$, если изделие балансируется статически в динамическом режиме; $u = 1$, если изделие балансируется динамически;
- в блоке 4 вводятся значения: $q = 0$, если балансируемое изделие не меняет своей геометрии при функционировании; $q = 1$ – при малых и $q = 2$ – при конечных изменениях геометрии ротора при его функционировании;
- в блоке 11 обосновываются значения n_{δ} – частоты вращения изделия при его балансировке.

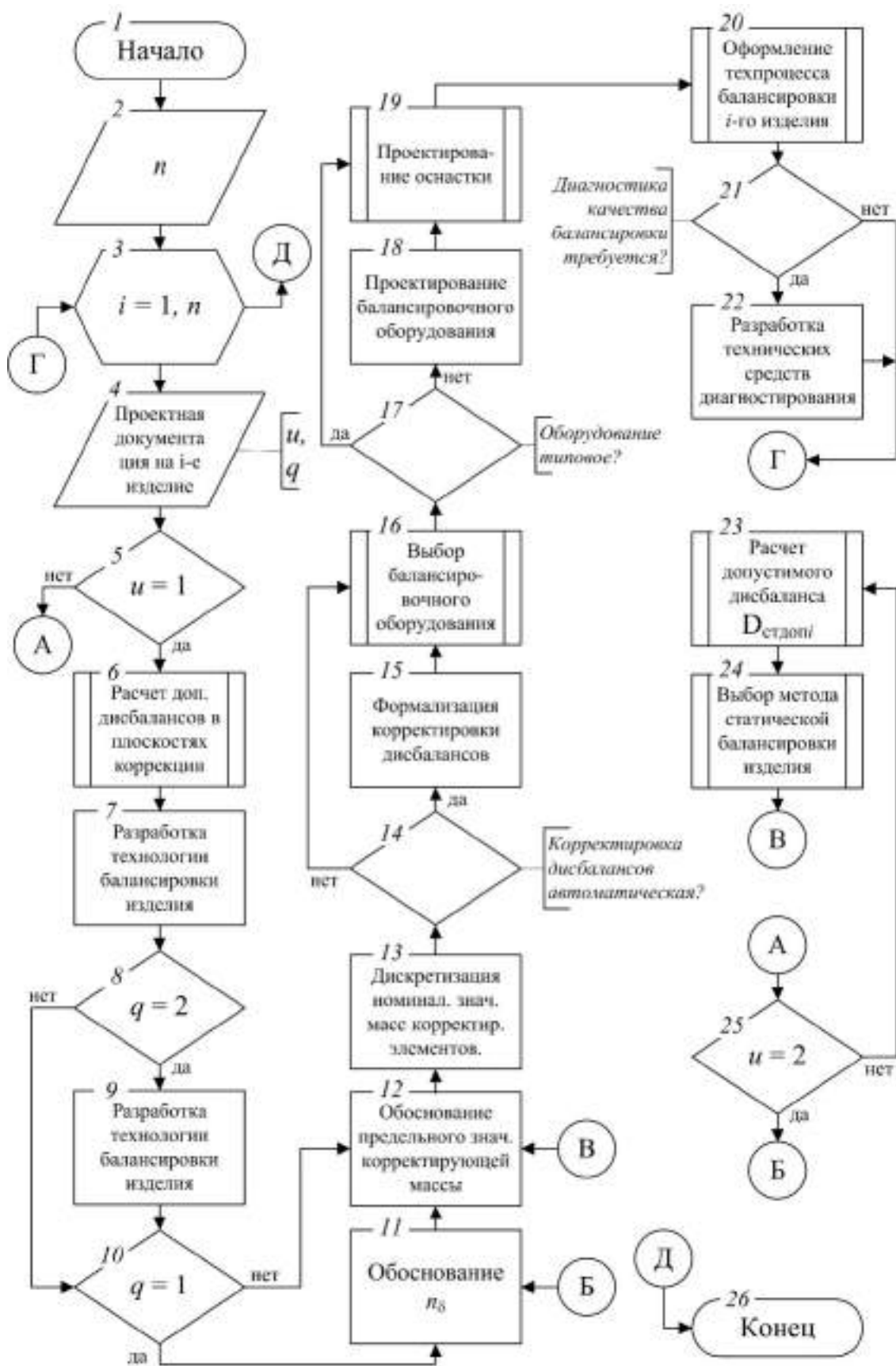


Рисунок 1.3 – Обобщенный алгоритм технологической подготовки работ по балансировке ротационных агрегатов машины, их деталей

1.5. Методы измерения дисбалансов изделия

Неуравновешенность любого ротационного агрегата на заданной скорости его вращения в общем случае определяется вектором (матрицей-столбцом) [13, 23, 85, 103]:

$$\bar{N} = \{\bar{D}_{\text{ст}} \bar{M}_D\} = \{D_{\text{ст}} \alpha_D \ M_D \ \alpha_M\}, \quad (1.9)$$

где $\bar{D}_{\text{ст}}$ – главный вектор дисбалансов изделия, определяемый в связанной с ним системе координат посредством значения $D_{\text{ст}}$ и угла α_D ; \bar{M}_D – главный момент дисбалансов изделия, определяемый в той же системе координат посредством значения M_D и угла α_M , или

$$\bar{N} = \{\bar{D}_1 \ \bar{D}_2\} = \{D_1 \ \alpha_1 \ D_2 \ \alpha_2\}, \quad (1.10)$$

где \bar{D}_1 , \bar{D}_2 – дисбалансы изделия в двух заданных плоскостях приведения, определяемые их значениями D_1 , D_2 и углами α_1 , α_2 в системе координат, связанной с изделием.

Те же источники представляют соотношения для перерасчета компонентов вектора (1.9) в компоненты вектора (1.10) и наоборот.

Рассмотрим далее методы определения компонентов вектора \bar{N} как с использованием балансировочного оборудования, так и по месту установки ротора на машине.

1.5.1. Измерение дисбалансов изделия на балансировочном оборудовании

При статической балансировке изделия из всех компонентов вектора \bar{N} по (1.9) подлежат измерению в одной центральной плоскости приведения лишь значения $D_{\text{ст}}$, α_D . С использованием для этого различного рода стендов для статической балансировки при помощи силы тяжести на невращающемся изделии эта задача решается простейшими методами, описанными в [44]. Низкая точность этих методов заставляет использовать статическую балансировку в динамическом режиме, основывающуюся на простейшей механико-математической модели [103]:

$$D = D_{\text{ст}} = KA, \quad (1.11)$$

связывающей искомое значение $D_{ст}$ с амплитудой A вибрацией податливой опоры станка (K – коэффициент пропорциональности, определяемый экспериментально). Значение α_D определяется с помощью различного рода фазометров.

При динамической балансировке в двух плоскостях коррекции наиболее часто используют описание неуравновешенности балансируемого изделия в виде вектора (1.10). Для определения значений компонентов этого вектора Шитиков Б. В. [114] предложил станок рамного типа, позволяющий с использованием модели (1.11) последовательно находить \bar{D}_1, \bar{D}_2 с исключением совместного влияния дисбалансов в плоскостях коррекции на амплитуды колебаний каждой из опор рамы посредством закрепления одной из этих опор. Таким образом, в этом станке модель (1.11) получила развитие:

$$\{D_1 \ D_2\} = \text{diag}[K_1 \ K_2] \{A_1 \ A_2\}, \quad (1.12)$$

где D_1, D_2 – значения искомых дисбалансов в плоскостях приведения, проходящих через опоры 1, 2 рамы станка; $\text{diag}[K_1 \ K_2]$ – диагональная матрица эмпирических коэффициентов пропорциональности K_1, K_2 , расположенных на главной ее диагонали; A_1, A_2 – амплитуды колебаний опоры 1 и 2 рамы станка при закреплённой жестким шарниром опоре 2 и опоре 1 соответственно.

Определение компонентов $\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2$ вектора (1.10) также осуществляется с помощью фазометра. Для нахождения всех компонентов вектора (1.10) на таком станке требуется как минимум два пуска станка.

Последнее обстоятельство обусловило создание балансировочных станков маятникового типа [35, 44] с двумя одноподвижными опорами, позволяющих определять все компоненты вектора (1.10) за один пуск станка. Функционирование всех современных конструкций таких станков определяется более совершенной по сравнению с (1.12) моделью

$$\{\bar{D}_1 \ \bar{D}_2\} = [K] \{\bar{A}_1 \ \bar{A}_2\}, \quad (1.13)$$

где \bar{D}_1, \bar{D}_2 – искомые дисбалансы (значения и углы) в плоскостях измерения на станке; \bar{A}_1, \bar{A}_2 – векторы характеристик (амплитуда и фаза) колебаний опор балансируемого изделия на станке; $[K] = [K_{ij}] = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix}$ – матрица эмпирических коэффициентов

пропорциональности между амплитудой колебаний i -й ($i=1,2$) опоры ротора и дисбалансом в j -й ($j=1,2$) плоскости измерения.

Часто модель (1.13) интерпретируется как

$$\{\bar{A}_1 \ \bar{A}_2\} = [k] \{\bar{D}_1 \ \bar{D}_2\}, \quad (1.14)$$

где $[k] = [k_{ij}] = [K_{ij}]^{-1}$ – матрица, обратная матрице $[K_{ij}]$ и представляющая коэффициенты влияния [97] дисбаланса в j -й плоскости измерения на характеристики колебаний i -й опоры ротора на балансировочном станке.

Недостатком балансировочных станков, реализующих модели (1.13), (1.14), является малое значение коэффициента уменьшения дисбаланса [20] в каждой из плоскостей коррекции балансируемого изделия. Для достижения требуемой точности балансировки изделия с использованием таких станков необходимо значительное число пусков и корректировок. Все это является следствием недостаточной адекватности моделей (1.13), (1.14). Их совершенствование требует постановки и проведения в настоящей работе поисковых научных исследований.

Изложенное выше распространяется на двухопорные роторы. Что касается n -опорных роторов, то их балансировку преимущественно осуществляют по модулям [103]. Исключение составляют трехшарнирные карданные валы, для балансировки которых созданы специальные трехопорные станки, позволяющие осуществлять балансировку в сборе по специальной технологии [103]. Модели, аналогичные (1.13), (1.14), для n -опорных роторов отсутствуют. Их разработка требует постановки и проведения отдельных исследований.

1.5.2. Измерение дисбалансов ротора на месте

Данная задача является актуальной для производства при осуществлении диагностики качества балансировки ротационных агрегатов выпускаемых машин при их прокрутке, а также в эксплуатации при ремонте ротационных агрегатов, приводящем к их разбалансировке. Её решение осуществляется только динамическим методом с использованием допущения о линейной связи между значением дисбаланса в плоскости измерения и амплитудами вибраций опор ротора на частоте его вращения [103].

При отсутствии возможности непосредственного замера фазы колебаний, для определения дисбаланса в одной плоскости приведения у ротора, установленного на

машине, предложен способ балансировки обходным грузом и способ трёх пусков с пробной массой. При невозможности замера амплитуды колебаний, а лишь возможности замера их фазы используется способ фаз. Известен также способ измерения дисбаланса с одновременным измерением амплитуды и фазы вибраций. Все рассмотренные способы определения дисбаланса в одной плоскости приведения ротационного агрегата на машине подробно изложены в [103]. Данные методики используются крайне редко «для однофазовых процессов» балансировки, в постановке задачи оценки и корректировки главного вектора дисбалансов ротора на машине. Множество вариантов схем и конструкций технических средств для решения этой задачи были отклонены [90]. Все попытки их практического использования потерпели фиаско из-за неадекватности исходной модели (1.1) функционирования таких устройств. Эта модель строится на допущении о том, что характеристики (амплитуда и/или фаза) измеряемых колебаний полностью определяются искомым дисбалансом в заданной плоскости приведения. Так как неуравновешенное состояние любого ротора на машине описывается как минимум двумя дисбалансами по (1.10), то влияние на измеряемые характеристики колебаний других дисбалансов модель (1.11) не учитывает. Данное ограничение приводит к большой ошибке, которой нельзя пренебречь. Именно сама постановка задачи определения дисбаланса ротационного агрегата на машине в одной плоскости приведения является в общем случае некорректной. Некорректным поэтому является и выдвижение нелинейности связи искомого дисбаланса в плоскости приведения с измеряемыми характеристиками вибраций в качестве причины неэффективного использования этих устройств [103, п. 4.2].

В корректной постановке задача может ставиться и решаться только с определением всех компонентов вектора (1.9) или (1.10) с синхронным замером характеристик вибраций в двух точках у опор агрегата на машине. Делается это также, как и при измерении дисбаланса изделия на станке с помощью модели (1.14), которая, как уже отмечалось, требует повышения адекватности. Кроме того, проблему использования этой модели составляет нахождение достоверных значений характеристик (амплитуда и фаза) колебаний \bar{A}_1 , \bar{A}_2 от дисбалансов \bar{D}_1 , \bar{D}_2 ротационного агрегата на машине при наличии значительного уровня шумов. Для выделения \bar{A}_1 , \bar{A}_2 из полученного замером вибраций полигармонического сигнала со случайными составляющими используют в настоящее время различные системы

аналоговой фильтрации [103]. В той же работе подчеркнута отсутствие использования цифровых фильтров в измерительных системах балансиروчных комплексов. Открытым остается также вопрос учета случайных и неслучайных составляющих замеренных характеристик колебаний от сторонних источников с частотой вращения исследуемого роторного агрегата на машине. Учет всего отмеченного выше обеспечивает повышение достоверности модели (1.14), что и будет реализовано в настоящей работе.

Кафедрой «Теория механизмов и машин» ДГТУ (РИСХМа) был проведен патентный поиск по теме «Способы и устройства для балансировки роторов» в периодом поиска 1966-1974 гг. [67]. В результате этого поиска отобрано 165 авторских свидетельств и патентов, в том числе по СССР – 52, США – 46, ФРГ – 67. В этих странах вопросы балансировки разрабатывались наиболее интенсивно. Анализ этих материалов показал, что в своем большинстве они получили внедрение в конструкциях современного балансировочного оборудования как у нас в стране, так и в ведущих зарубежных фирмах, выпускающих балансировочное оборудование. Особо это касается патентов [125, 184, и др.], предлагающих различного рода аналоговые методы и средства измерений дисбалансов изделий. Однако внедрение всех этих предложений не устранило отмеченных выше недостатков существующих методов определения дисбалансов изделий, не сняло необходимости повышения их достоверности и надежности.

1.6. Обобщение результатов обзора, постановка научной цели и задач исследований

Представленный выше исторический экскурс становления и развития учения о балансировке роторов (Введение), а также аналитический обзор литературы позволили установить следующее:

– теоретические основы механики и балансировки жестких и нежестких роторов, хотя и строятся на использовании одних и тех же понятий (дисбаланс, плоскость приведения, корректировка и др.), не имеют общих предпосылок для совместного их рассмотрения. Этим и обусловлено их отдельное и несвязное развитие. Вместе с тем, используя в качестве такой предпосылки рабочую гипотезу о конечной изгибной

податливости оси любого ротора, можно совместить рассмотрение вопросов механики и балансировки жестких и нежестких роторов, построив общий теоретический фундамент для моделирования их динамики:

разработки объективных критериев жесткости ротора существуют в иностранной литературе. Но общепризнанного во всех отраслях критерия нет. Не только в различных источниках, но даже в пределах одного из них (Справочник по балансировке, [10.3]) приводятся различные определения этого понятия, вплоть до того, что тот же справочник отдает решение вопроса о принадлежности ротора к классу жестких на субъективное решение конструктора без обоснования этого решения конкретными расчетами.

большинство исследований по механике и балансировке роторов выполнены применительно к жестким их конструкциям в тривиальном их представлении. Поэтому во многих невысокоточных отраслях машиностроения, исключая аэрокосмическое направление, турбомашиностроение и двигателестроение, где требуется высокая точность балансировки гибких роторов, априори принимают роторы жесткими для использования уже разработанных и широко апробированных методов. Такой подход недопустим, так как его использование в случае с упомянутым выше ротационным режущим аппаратом кофилон-измельчителя КИИ-2.7 привело к крайне негативному результату и заставило разрабатывать новый подход к исследованию динамики и балансировке этого агрегата как нежесткого ротора;

проведенными исследованиями не созданы достаточно адекватные динамические модели балансируемого ротора на балансирующем станке. Это служит тормозом развития и совершенствования балансирующего оборудования как в вопросах повышения его точности, снижения трудоемкости (числа пусков) при балансировке жестких роторов, так и в вопросах адаптации существующего и разработки нового (доныне не существующего) оборудования для балансировки нежестких роторов по нетрадиционным технологиям.

не созданы достаточно адекватные динамические модели неуравновешенного ротора на машине. Без этого невозможно создание эффективного балансирующего портативного комплекта, позволяющего балансировать роторы в эксплуатации без

разборки машины. Кроме того, это не позволяет строить надежные поисковые вибродиагностические системы оценки качества балансировки роторов машины при ее прокрутке на выходе производства;

до конца не разработаны как теоретические обоснования, так и рабочие методики балансировки многоопорных жестких роторов; без этих методик невозможно создание эффективного оборудования для практической реализации балансировки таких роторов; невозможна балансировка таких роторов на месте. В настоящее время балансировка таких роторов (например, турбокомпрессоры на электрических, многоопорные высокооборотные карданные передачи и пр.) осуществляется отдельной балансировкой в собранном изделии и с помощью обходного груза [103]. Эти методы требуют значительных трудозатрат реализации;

балансировка нежестких роторов до последнего времени не имела общей теоретической основы, раскрывающей закономерности динамики таких роторов. Как результат, каждая отрасль машиностроения, сталкиваясь с необходимостью балансировки таких роторов, разрабатывала свои отраслевые методики, которые существенно различались для идентичных конструкций роторов (например, [92] и [96]), не обеспечивая зачастую требуемого качества балансировки;

Обобщая изложенное, следует отметить значительные противоречия, неопределенности и некорректности в постановке и решении задач по созданию (проектирование и производство) и функционированию (эксплуатация и ремонт) уравновешенных конструкций ротационных агрегатов современных машин как отечественного, так и зарубежного исполнения. Главным недостатком существующего состояния теории и практики балансировки роторов – отсутствие обобщенного системного подхода к решению задач балансировки роторов, когда, как уже отмечалось, имеют место значительные различия не только в межотраслевых, но и во внутриотраслевых нормативах балансировки роторов аналогичной конструкции. Причина этого лежит в отсутствии глубоких научных проработок фундаментальных вопросов механики ротационных агрегатов машин, которые должны служить общей основой создания уравновешенных конструкций роторов вне зависимости от отраслевой принадлежности машин, их содержащих.

Рассматривая все отмеченное выше как недостатки существующей теории и практики балансировки роторов, ставя и решая задачи устранения всех этих недоработок посредством создания общей целостной системы знаний о балансировке роторов, сформулировали следующую научную цель настоящего исследования: «Раскрыть обобщенные системные закономерности механики и балансировки ротационных агрегатов (роторов) машин любого назначения для априорного моделирования их динамики, позволяющего обеспечить гарантию уравновешенности этих агрегатов при создании (проектирование, производство) и функционировании (эксплуатация, ремонт) машин, содержащих такие агрегаты».

Достижение поставленной научной цели позволит не только решить научную проблему создания общей теоретической основы рассмотрения всех вопросов балансировки любых роторов при их проектировании, изготовлении, эксплуатации и ремонте, но и внести существенный вклад в решение народнохозяйственной проблемы снижения вибраций машин, имеющих ротационные агрегаты, и повышение их конкурентоспособности.

Научные задачи, требующие своего разрешения для достижения поставленной цели, в рамках настоящего исследования сводятся к следующим:

- раскрыть новые закономерности механики нежесткого ротора на податливых опорах для создания его механико-математических моделей повышенной адекватности;
- поставить и решить комплекс задач моделирования процесса функционирования ротационного агрегата на машине для обоснованного принятия проектных решений;
- разработать основы моделирования процессов функционирования балансировочного оборудования для создания нового поколения средств измерения дисбалансов;
- разработать научно обоснованный подход к решению технологических аспектов балансировки изделий, обеспечивающих эффективную и качественную ее реализацию.

Решение поставленных задач, а также рассмотрение примеров использования полученных результатов для решения всего комплекса вопросов балансировки и их внедрения в конструкциях и технологиях изготовления конкретных ротационных агрегатов представлено ниже.

2. НОВЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ МЕХАНИКИ ДЕФОРМИРОВАНИЯ ОСИ НЕЖЕСТКОГО РОТОРА. МЕХАНИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТИ РОТОРА

2.1. Постановка задач

Повышение адекватности механико-математических моделей ротационных агрегатов машин – прямой путь создания прогрессивных технологий их балансировки и совершенствования средств ее реализации. В настоящее время все положения теории и практики балансировки обосновываются с помощью простейшей модели ротора в виде гибкого вала с диском, имеющим эксцентриситет \bar{e} массы, и податливыми опорами. При этом используется простейшее уравнение для нахождения неуравновешенной силы \bar{F} инерции, возникающей при вращении ротора со скоростью ω [103]:

$$\bar{F} = m\omega^2(\bar{e} + \bar{y} + \bar{y}_{\text{оп}}), \quad (2.1)$$

где m – масса ротора; \bar{y} – прогиб вала ротора в месте установки диска; $\bar{y}_{\text{оп}}$ – прогиб опор [103].

Такая модель не учитывает объективные причинно-следственные связи переменных:

$\bar{y} = \bar{y}(\omega)$ – прогиб вала ротора, определяющий характеристики его неуравновешенности, зависит от близости ω к одной из критических скоростей $\omega_{кр}$ вращения ротора;

$\bar{y}_{\text{оп}} = \bar{y}_{\text{оп}}(\bar{e}, \bar{y}, \omega)$ – характеристики колебаний опор ротора зависят не только от характеристик его неуравновешенности, определяемой \bar{e} и \bar{y} , но и от близости ω к одной из собственных частот ω_c колебаний ротора на податливых опорах. При этом ω_c и $\omega_{кр}$ являются независимыми собственными динамическими характеристиками любого ротора.

Кроме того, модель (2.1) не учитывает то, что $\bar{y}_{\text{оп}}$ – это реакция на действие \bar{F} , зависящей от \bar{e} и \bar{y} ; не принимаются в учет прецессионные явления, приводящие к

периодическому изменению дисбалансов ротора. Этим всем и обусловлена низкая адекватность такой модели.

Повышение адекватности модели связано с раскрытием и описанием новых закономерностей различных сторон функционирования моделируемого объекта – ротора агрегата (ротора) машины. Учтя, что не характеристики колебаний опор ротора определяют неуравновешенное инерционное усилие, как это принято в (2.1), а наоборот, усилие, зависящее от характеристик неуравновешенности ротора, определяет характеристики колебаний его опор, а также тот факт, что балансировка ротора осуществляется на балансировочном станке, жесткости опор которого никак не связаны с жесткостями опор этого ротора на машине, пришли к необходимости разработки двух типов моделей ротора:

- модели, определяющей характеристики неуравновешенности ротора с учетом возможной изгибной деформации оси ротора при сближении ω и $\omega_{кр}$ (модель неуравновешенности ротора – первый тип);
- модели, определяющей характеристики колебаний опор ротора как функции характеристик его неуравновешенности и близости ω к ω_c (модель колебаний опор ротора – второй тип).

Новые закономерности механики нежесткого ротора, вращающегося со скоростью $\omega < \omega_{кр1}$, были выявлены теоретически, описаны и подтверждены экспериментально в диссертационном исследовании [88] автора настоящей работы. На их основе была построена оригинальная механико-математическая модель неуравновешенности такого ротора, которая использовалась для решения ряда проектных задач создания уравновешенных конструкций роторных агрегатов сельхозмашин. Результаты этих исследований представлены в публикациях [80–82, 84, 87, 94] и могут быть использованы для машин иного назначения, содержащих роторные агрегаты с распределенными вдоль оси инерционно-массовыми параметрами.

В ряде отраслей машиностроения встречаются нежесткие роторные агрегаты, вращающиеся со скоростью $\omega \geq \omega_{кри}$, $i = 1, 2, \dots, n$. Для целостности восприятия общей методологии решения проблемы балансировки нежестких роторов, а также для

постановки и решения новых задач низкочастотной балансировки нежестких роторов ниже (как частный случай, вытекающий из полученных общих зависимостей) будет воспроизведена механико-математическая модель нежесткого ротора, вращающегося со скоростью $\omega < \omega_{кр1}$.

Что касается упомянутой выше модели колебаний опор ротора (второй тип), то ее обоснованиям и построению для различных конструкций и условий функционирования роторов посвящены исследования, описанные в следующей главе настоящей работы.

2.2. Описание объекта моделирования, принятие допущений

Любое тело в природе имеет конечную жесткость. Это касается и ротационных агрегатов машин любого назначения, изгибная жесткость оси которых также является конечной. Это предопределяет наличие у любого такого агрегата множества критических скоростей (частот) вращения $\omega_{кри}$, $i = 1, 2, \dots$ [18, 32, 45, 50, 98]. Совпадение скорости ω вращения такого агрегата со значением любой из $\omega_{кри}$ приводит к теоретически неограниченному росту изгиба оси ротора по одной из собственных форм (рисунок 1.1) и возникновению значительных дисбалансов. Проявление последних даже при условии абсолютной жесткости опор ротора, не допускающей их колебаний, ведет к разрушению как самого ротора, так и машины в целом.

Как отмечено в [88], современная теория и практика балансировки нежестких роторов представляет их в фиксированном состоянии на эксплуатационной скорости $\omega_э$ вращения. Ставя задачу их балансировки на этой скорости, сводят ее решение к определению дисбалансов такого ротора по результатам замеров динамических реакций (колебаний опор, усилий в них и пр.) и последующей корректировке этих дисбалансов. Данное представление имеет серьезное допущение и не учитывает важную особенность нежесткого ротора, что все его реакции являются функцией ω и проявляются на любой ω , представляя информацию об исходном неуравновешенном состоянии этого ротора. С учетом данного замечания необходимо исследование механики нежесткого ротора необходимо осуществлять не на фиксированной скорости $\omega_э$, что является по сути своей представляется статической задачей, а вводя скорость ω как независимую переменную,

в функции которой должны выражаться измеряемые при балансировке реакции. В такой интерпретации модель нежесткого ротора с полным основанием можно трактовать как динамическую. Построение данной динамической модели требует исследования динамики нежесткого ротора для получения теоретических зависимостей связи реакций модели со скоростью ω и с характеристиками, определяющими исходное неуравновешенное состояние ротора.

Такая модель должна обладать общностью в том смысле, что она может быть использована для аналитического описания механики любого ротационного агрегата с $\omega \neq \omega_{кри}$, $i = 1, 2, \dots, n$ в том числе и жесткого. Построение такой модели и теоретическое исследование динамики нежесткого ротора требует принятия ряда допущений:

а) объект настоящего исследования – двухопорный изотропный ротор. Масса m ротора на его пролете l между опорами:

$$m = m_0 l, \quad (2.2)$$

где m_0 – линейная плотность ротора (кг/м), учитывающая не только массу его вала, но и массы установленных на последнем рабочих элементов;

б) ось вращения ротора и геометрическое место расположения центров масс элементарных сечений невращающегося ротора, перпендикулярных оси его вращения, не совпадают практически у каждого реального ротора. Погрешности изготовления монтируемых на валу сборочных единиц, погрешности их сопряжения с валом ротора, а также пластические деформации, возникающих как при изготовлении ротора его заготовки, так и при обработке, являются причинами появления несоосности. Отмеченное геометрическое место в общем случае имеет вид пространственной кривой (непрерывной и дифференцируемой), концы которой совпадают с центрами опор ротора. Функцию векторов отклонений этой кривой от оси вращения ротора вдоль этой оси будем называть исходным искривлением оси ротора. Разложение этой функции в ряд позволяет представить ее в виде векторной суммы собственных форм изгиба (рисунок 1.1) в различных плоскостях, содержащих ось вращения ротора;

в) максимальное значение отклонения исходно искривленной оси ротора от оси его вращения у невращающегося ротора может располагаться в точке, не совпадающей с

центром пролета между его опорами. Однако при разложении в ряд любого реального исходного искривления оси первый член этого разложения, определяющий первую собственную форму изгиба, будет иметь максимальное значение отклонения в центральной точке пролета между опорами. Будем полагать, что при вращении нежесткого ротора с угловой скоростью $\omega < \omega_{кр1}$, происходят дополнительные упругие деформации тела ротора его оси от действия неуравновешенных сил инерции, максимальная стрела этих упругих деформаций имеет место в средней точке пролета и значение этой стрелы определяется как значениями и характеристиками распределения дисбалансов вдоль оси ротора, так и сопротивлением последней изгибу;

г) при низкочастотной балансировке нежесткого ротора упругие деформации его оси по первой форме изгиба будем считать хотя и малыми, но соизмеримыми с исходным искривлением оси ротора. При этом скорость ω_δ вращения ротора на станке при низкочастотной балансировке должна отвечать условию: $\omega_{\min} \leq \omega_\delta \leq \omega_3$, где ω_{\min} – минимальное значение скорости, необходимое для приведения геометрии ротора в рабочее состояние. Так, для ротора с шарнирными рабочими элементами значение ω_{\min} должно обеспечить полное «раскрытие» этих элементов;

д) предполагаем, что остаточные дисбалансы ротора после его низкочастотной динамической балансировки в плоскостях коррекции у опор ротора пренебрежимо малы в сравнении с локальным дисбалансом того же ротора в центральной плоскости приведения. Последний изгибает ось ротора на эксплуатационной скорости вращения $\omega_3 > \omega_\delta$. В связи с отмеченным, в теоретических исследованиях будем полагать, что любая (в том числе и низкочастотная) балансировка ротора реализуется идеально, обеспечивая полное отсутствие остаточных дисбалансов в плоскостях опор сбалансированного на частоте ω_δ ротора;

е) упругие деформации оси ротора от действия неуравновешенных инерционных усилий подчиняются закону Гука, поэтому роторную систему считаем линейной. Это позволяет при определении деформаций оси ротора использовать принцип суперпозиции;

ж) наибольшее влияние на упругие деформации оси ротора будут оказывать усилия от дисбалансов, расположенных в плоскости исходного искривления этой оси по первой форме. Именно поэтому основным объектом исследований настоящей работы будут ротационные агрегаты с $\omega_3 < \omega_{кр1}$.

Возможность принятия приведенных допущений подробно аргументирована в работе [84] автора настоящего исследования, объектом которой служили ротационные агрегаты сельскохозяйственных машин, имеющие $\omega_3 < \omega_{кр1}$. Объектом настоящей работы являются роторы с $\omega_3 < \omega_{кри}$, $i = 1, 2, 3, \dots$. Это заставляет принять еще два допущения, вытекающих из свойства ортогональности собственных форм изгиба оси ротора [8, 32, 47, 48, 127]:

з) ротор, уравновешенный по $i = 1, 2, \dots$ формам изгиба, сохраняет свою уравновешенность по этим формам при скорости его вращения $\omega < \omega_{кри}$. Уравновешенность ротора по $i = 1, 2, \dots$ собственной форме изгиба его оси после проведения балансировки по этой форме, полагаем идеальной;

и) все множество локальных дисбалансов любого реального ротора приводится к двум видам: дисбалансы $\bar{D}_j^{пр}$, $j = 1, 2, \dots, n_{пр}$ в $n_{пр}$ плоскостях приведения, обусловленные прогибом оси ротора и зависящие от скорости ω его вращения, и дисбалансы $\bar{D}_j^{ст}$, $j = 1, 2, \dots, n_{ст}$ в $n_{ст}$ плоскостях приведения от «сторонних» источников (погрешности распределения масс и геометрии исполнения и сопряжения деталей и сборочных единиц ротационных агрегатов), не зависящих от ω [88]. Полагаем, что все множество $\bar{D}_j^{ст}$ полностью скорректировано в двух плоскостях коррекции при низкочастотной балансировке, предшествующей его балансировке по первой собственной форме изгиба оси. Эта уравновешенность сохраняется при балансировке по всем другим формам изгиба.

Правомочность принятия этих допущений обосновывается ниже апостериори путем создания с помощью этих допущений динамической модели конкретного нежесткого ротационного агрегата и оценки ее адекватности путем постановки и проведения экспериментальных исследований.

2.3. Изгиб оси ротора, сбалансированного по $i = (n - 1)$ -й, $n > 1$ собственной форме

Рассмотрим ротор, который был уравновешен на низкой скорости вращения $\omega_\delta \ll \omega_{кр1}$ динамически по традиционной технологии в двух плоскостях коррекции у опор. Далее этот ротор был отбалансирован по первой собственной форме в трех плоскостях коррекции с помощью технологии, предложенной автором настоящего исследования в [88]. Затем он прошел балансировку по $i = 2, 3, \dots, (n - 1)$ собственным формам по специальным методикам, о которых речь пойдет ниже (п. 4.4.4). В соответствии с допущениями з), и) (п. 2.2) вращение этого ротора со скоростью $\omega_{кр(n-1)} < \omega \leq \omega_{крn}$ не вызовет дополнительных прогибов оси по $i = 2, 3, \dots, (n - 1)$ -й собственным формам, а вызовет лишь дополнительный прогиб оси по $i = n$ -й собственной форме, если исходное искривление оси ротора содержало такую форму (см. допущение а)).

На рисунке 2.1 а сплошной линией представлена схема исходного искривления оси ротора по $i = n$ -й собственной форме, а пунктирной линией ее искривление по той же форме после приведения ротора во вращение со скоростью $\omega_{кр(n-1)} < \omega < \omega_{крn}$.

Представим исходное искривление оси ротора по n -й собственной форме изгиба как результат ее деформации под действием чередующихся по направлению и равных по модулю сил P , приложенных к ротору в n точках на его оси (рисунок 2.1, б). Найдем для этого реакции R_A, R_B опор ротора от действия приложенных сил:

$$\begin{aligned}
 \sum M_A &= R_B l - P \frac{l}{2n} + \dots + (-1)^i \cdot P \left[\frac{l}{2n} + \frac{(i-1)l}{n} \right] + \dots \\
 \dots + (-1)^n \cdot P \left[\frac{l}{2n} + \frac{(n-1)l}{n} \right] &= R_B l + P \cdot \sum_{i=1}^n (-1)^i \left[\frac{l}{2n} + \frac{(i-1)l}{n} \right] = 0; \\
 \sum M_B &= -R_A l + P \left(l - \frac{l}{2n} \right) - \dots + (-1)^{i+1} P \left[l - \frac{l}{2n} - \frac{(i-1)l}{n} \right] + \dots \\
 \dots + (-1)^{n+1} P \left[l - \frac{l}{2n} - \frac{(n-1)l}{n} \right] &= -R_A l + P \cdot \sum_{i=1}^n (-1)^{i+1} \left[l - \frac{l}{2n} + \frac{(i-1)l}{n} \right] = 0.
 \end{aligned} \tag{2.3}$$

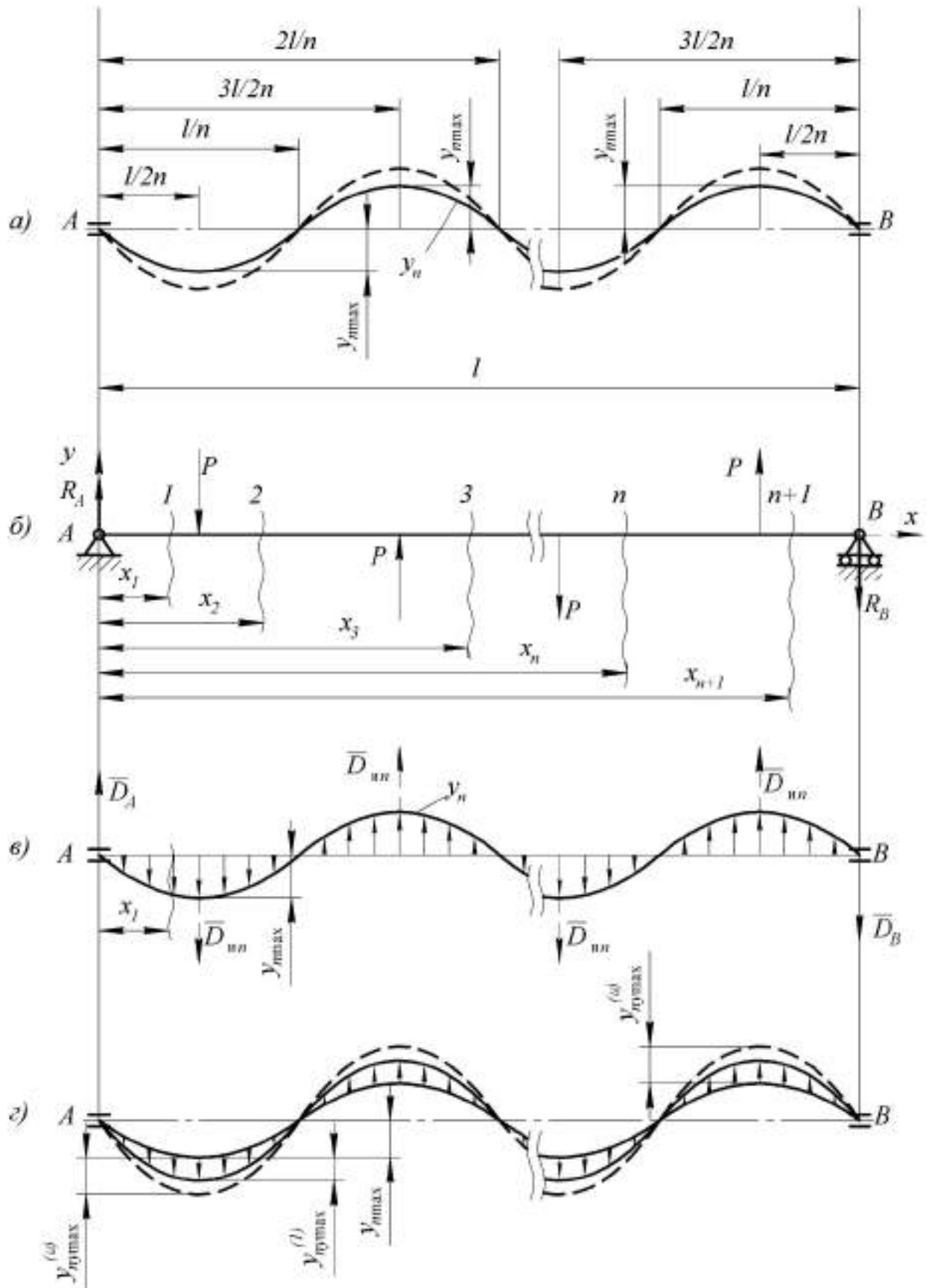


Рисунок 2.1 – К определению закономерностей упругого изгиба оси ротора по n -й собственной форме

Исходя из соотношения (2.3) получим:

$$R_B = \frac{P}{2n} \sum_{i=1}^n (-1)^{i+1} (2i-1); R_A = \frac{P}{2n} \sum_{i=1}^n (-1)^{i+1} [2(n-i)+1]. \quad (2.4)$$

Учитывая, что $\sum_{i=1}^n (-1)^{i+1} (2i-1) = (-1)^{n+1} \cdot n$; $\sum_{i=1}^n (-1)^{i+1} [2(n-i)+1] = n$, получим:

$$R_A = \frac{P}{2}; R_B = (-1)^{n+1} \cdot \frac{P}{2}. \quad (2.5)$$

Разбивая балку на участки 1,2, ..., n+1, записываем для каждого участка выражение для изгибающего момента M и, используя известную зависимость [33] для расчета деформаций балок

$$y = \frac{1}{EJ} \int dx \int M dx + C \cdot x + D, \quad (2.6)$$

где E – модуль упругости; J – момент инерции поперечного сечения; C и D – постоянные интегрирования, получим общие уравнения смещений y поперечных сечений оси балки, изогнутой под действием приложенной к ней совокупности усилий P :

$$y_n = (-1)^{i-1} \frac{P}{4EJ} \left\{ \frac{\left[x - (i-1) \frac{l}{n} \right]^2}{3} - \frac{l^2}{4n^2} \right\},$$

где $(i-1) \frac{l}{n} \leq x \leq \frac{l}{2n} + (i-1) \frac{l}{n}$;

$$(2.7)$$

$$y_n = (-1)^{i-1} \frac{P}{4EJ} \left\{ -\frac{\left[x - (i-1) \frac{l}{n} \right]^3}{3} + \frac{l}{n} \left[x - (i-1) \frac{l}{n} \right]^2 - \right.$$

$$\left. -\frac{3l^2}{4n^2} \left[x - (i-1) \frac{l}{n} \right] + \frac{l^3}{12n^3} \right\}, \quad \text{где } \frac{l}{2n} + (i-1) \frac{l}{n} \leq x \leq i \frac{l}{n},$$

где $i = 1, \dots, n$ – номер участка балки, содержащего выпуклую или вогнутую волну n -й собственной формы изгиба оси.

Экстремальное значение $y_{n \max}$ прогиба оси (стрелы прогиба) на каждой i -й волне n -й собственной формы изгиба оси ротора определится как

$$y_{n\max} = y_{n|x=\frac{l}{2n}+(i-1)\frac{l}{n}} = (-1)^i \frac{Pl^3}{48EJn^3}, \quad (2.8)$$

Из (2.8) находим значение сил P , которыми нагружена балка по схеме рис. 2.1, б и которое обеспечивает стрелу прогиба $y_{n\max}$ при n -й собственной форме изгиба этой балки:

$$P = (-1)^i \frac{48EJn^3}{l^3} y_{n\max}, \quad (2.9)$$

Подставляя модуль этой силы в (2.7), получаем окончательные выражения для описания исходного неупругого искривления оси ротора по n -й собственной форме:

$$y_n = (-1)^{i-1} \frac{12n^3}{l^3} y_{n\max} \left[x - (i-1)\frac{l}{n} \right] \left\{ \frac{\left[x - (i-1)\frac{l}{n} \right]^2}{3} - \frac{l^2}{4n^2} \right\},$$

где $(i-1)\frac{l}{n} \leq x \leq \frac{l}{2n} + (i-1)\frac{l}{n}$;

$$(2.10)$$

$$y_n = (-1)^{i-1} \frac{12n^3}{l^3} y_{n\max} \left\{ -\frac{\left[x - (i-1)\frac{l}{n} \right]^3}{3} + \frac{l}{n} \left[x - (i-1)\frac{l}{n} \right]^2 - \right.$$

$$\left. - \frac{3l^2}{4n^2} \left[x - (i-1)\frac{l}{n} \right] + \frac{l^3}{12n^3} \right\}, \text{ где } \frac{l}{2n} + (i-1)\frac{l}{n} \leq x \leq i\frac{l}{n}.$$

Построенная по этим уравнениям линия y_n исходного неупругого искривления оси ротора по n -й собственной форме изгиба представлена сплошной линией на рисунке 2.1, а. Такое искривление оси ротора приводит к возникновению на каждом из его участков длиной l/n дисбалансов, распределенных с непостоянной интенсивностью (рисунок 2.1, в):

$$\bar{d}_{ин}(x) = m_0 \bar{y}_n dx, \quad (2.11)$$

Значение $D_{ин}$ главного вектора дисбалансов, обусловленных исходным изгибом оси ротора на участке l/n получим подставкой в (2.11) первого из уравнений (2.10) и проведения интегрирования при $i = 1$:

$$\bar{D}_{ин} = \int_0^{l/n} \bar{d}_{ин}(x) = 2m_0 \int_0^{l/2n} \bar{y}_n dx = \frac{5}{8} \frac{m}{n} \bar{y}_{n\max}, \quad (2.12)$$

Приведение рассматриваемого ротора во вращение со скоростью $\omega_{\text{пр}(n-1)} < \omega < \omega_{\text{крит}}$ вызовет дополнительное (к исходному) упругое искривление его оси по n -й собственной форме. Оно представлено пунктирной линией на рисунке 2.1, а и вызвано действием лишь инерционных усилий от дисбалансов, распределенных по (2.11) и представленных на рисунке 2.1, в. Найдем этот прогиб, оперируя значениями дисбалансов, а не инерционными усилиями, им пропорциональными.

Заменяя на каждом участке l/n распределенный дисбаланс ему эквивалентным главным вектором дисбалансов $\bar{D}_{\text{ин}}$, определенным по (2.12), найдем реакции опор, которые по аналогии с (2.2) получают выражения:

$$\bar{D}_A = \frac{\bar{D}_{\text{ин}}}{2}; \bar{D}_B = (-1)^{n+1} \frac{\bar{D}_{\text{ин}}}{2}. \quad (2.13)$$

Выделяя на левом участке сечение с координатой x_1 (рисунок 2.1, в), определяем равнодействующий дисбаланс от распределенной нагрузки на участке $0 \leq x \leq x_1$:

$$\bar{D}_{x_1} = \int_0^{x_1} m_0 \bar{y}_n dx, \quad (2.14)$$

что после подстановки первого из уравнений (2.10) при $i = 1$, и интегрирования позволило получить:

$$\bar{D}_{x_1} = \frac{m_0 n}{l} \bar{y}_{\text{нmax}} \left(\frac{n^2}{l^2} x_1^4 - \frac{3}{2} x_1^2 \right). \quad (2.15)$$

Координату плоскости приведения дисбаланса \bar{D}_{x_1} определяем как

$$x_{1c} = \frac{m_0}{\bar{D}_{x_1}} \int_0^{x_1} x \cdot y_n dx, \quad (2.16)$$

что после подстановки (2.10), (2.15) и интегрирования позволило получить:

$$x_{1c} = x_1 \left(\frac{2}{3} - \frac{4}{15} \cdot \frac{x_1^2}{3 \frac{l^2}{n^2} - 2x_1^2} \right). \quad (2.17)$$

Изгибающий момент в сечении x_1 : $M_{\text{ул}} = D_A x_1 - D_{x_1} \cdot (x_1 - x_{1c})$, что после подстановки (2.13), (2.15), (2.17) и выполнения преобразований приводит к:

$$M_{\text{ул}} = \frac{m}{n} \bar{y}_{\text{нmax}} \left(\frac{5}{16} x_1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{n^2}{l^2} x_1^3 + \frac{1}{5} \cdot \frac{n^4}{l^4} x_1^5 \right). \quad (2.18)$$

Дифференциальное уравнение упругой оси ротора на участке $0 \leq x_1 \leq l/2n$:

$$\frac{d^2 y}{dx_1^2} = \frac{\omega^2}{EJ} \cdot \frac{m}{n} y_{n\max} \left(\frac{5}{16} x_1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{n^2}{l^2} x_1^3 + \frac{1}{5} \cdot \frac{n^4}{l^4} x_1^5 \right). \quad (2.19)$$

Интегрируя дважды (2.19) с начальными условиями: $y(0) = 0, y'(l/2n) = 0$, в первом приближении получим уравнение упругодеформированной оси ротора на участке $0 \leq x_1 \leq l/2n$ от действия неуравновешенности, обусловленной исходным неупругим искривлением этой оси по n -й собственной форме, при приведении ротора во вращение со скоростью $\omega_{кр(n-1)} \leq \omega \leq \omega_{крn}$:

$$y^{(1)} = y_{кр}^{(1)} = \frac{\omega^2}{EJ} \cdot \frac{m}{n} y_{n\max} \left(\frac{61}{1920} \cdot \frac{l^2}{n^2} x_1 - \frac{5}{96} x_1^3 + \frac{1}{40} \cdot \frac{n^2}{l^2} x_1^5 - \frac{1}{210} \cdot \frac{n^4}{l^4} x_1^7 \right). \quad (2.20)$$

На участке $l/2n \leq x_1 \leq l/n$ упругий изгиб оси будет симметричным относительно точки $x_1 = l/2n$, в которой имеет место экстремум упругого прогиба оси (рисунок 2.1, з):

$$y_{кр\max}^{(1)} = a_n \cdot y_{n\max}; \quad a_n = 0,01 \frac{\omega^2 m l^3}{EJ \cdot n^4}, \quad (2.21)$$

где a_n – коэффициент упругого приращения стрелы прогиба оси ротора по n -й собственной форме изгиба при его вращении со скоростью $\omega_{кр(n-1)} \leq \omega \leq \omega_{крn}$.

Последний результат получен подстановкой $x = l/2n$ в (2.20). Анализируя, отметим, что значение a_n представляет собой не что иное, как аналитическое выражение квадрата отношения $\omega/\omega_{крn}$ так, что

$$\omega_{крn} = 10n^2 \sqrt{\frac{EJ}{ml^3}} = \omega_{кр1} \cdot n^2. \quad (2.22)$$

Поэтому для ротора, отвечающего принятым в п.2.2 допущениям, любая n -я критическая скорость больше первой критической $\omega_{кр1}$ в n^2 раз.

Поскольку для рассматриваемого ротора $\omega_{кр(n-1)} \leq \omega \leq \omega_{крn}$, то $a_n \leq 1$.

Как отмечено выше, уравнения (2.20), (2.21) позволяют лишь в первом приближении оценить дополнительный упругий прогиб оси ротора от исходного ее искривления по n -й собственной форме со стрелой $y_{n\max} \neq 0$ (рисунок 2.1, а). Найденные по этим уравнениям значения $y_{кр}^{(1)}(x_1)$ и $y_{кр\max}^{(1)}$ приводят к появлению новых, распределенных неравномерно, дисбалансов (показаны на рисунке 2.1, з) дополнительно

к дисбалансам от исходного неупругого искривления оси ротора по n -й собственной форме. Эти дополнительные дисбалансы ведут к новому дополнительному упругому прогибу оси ротора по n -й собственной форме и т.д. Учитывая это и используя формулу суммы членов бесконечно убывающей геометрической прогрессии, нашли стрелу прогиба оси ротора в установившемся его вращении со скоростью ω :

$$\bar{y}_{np\max}^{(\omega)} = \bar{y}_{n\max} \sum_{k=1}^{\infty} a_n^k = \frac{a_n \cdot \bar{y}_{n\max}}{1 - a_n}; \quad a_n < 1. \quad (2.23)$$

Необходимо заметить, что при $a_n \rightarrow 1$ стрела дополнительного упругого прогиба оси нежесткого ротора по n -й собственной форме $y_{np\max}^{(\omega)} \rightarrow \infty$. При отсутствии исходного неупругого искривления оси ротора по n -й собственной форме ($y_{n\max} = 0$) расчет по (2.23) дает $y_{np\max}^{(\omega)} = 0$ при $a_n < 1$. При $a_n = 1$ тот же случай приводит к неопределенности, отражающей неустойчивое состояние ротора, когда бесконечно малое значение $y_{n\max}$ приводит к неограниченному росту $y_{np\max}^{(\omega)}$, характерному для резонансного режима.

Поскольку упругий и исходный (неупругий) прогибы оси ротора по каждой n -й собственной форме ($n = 1, 2, \dots$) лежат в одной осевой плоскости, суммарная стрела прогиба оси по n -й собственной форме определится как

$$\bar{Y}_{n\max}^{(\omega)} = \bar{y}_{n\max} + \bar{y}_{np\max}^{(\omega)} = \frac{\bar{y}_{n\max}}{1 - a_n}. \quad (2.24)$$

Характерно, что при $a_n > 1$ расчет по (2.23) дает $y_{np\max}^{(\omega)} < 0$ и (2.24) приводит к $Y_{n\max}^{(\omega)} < y_{n\max}$. Это согласуется с теорией колебаний валов, констатирующей уменьшение неупругой деформации валов при их вращении со скоростями выше критических. Однако при пуске машины переход $\omega = \omega_{крn}$ может привести к негативным для всей конструкции машины последствиям и потому недопустим без проведения балансировки по n -й собственной форме.

Для жестких роторов $a_n \approx 0$, и потому для них $y_{np\max}^{(\omega)} = 0$ и $Y_{n\max}^{(\omega)} = y_{n\max}$.

2.4. Деформации оси нежесткого ротора, вращающегося со скоростью $\omega \leq \omega_{кр1}$

Как отмечено в п. 2.1, динамика такого ротора подробно раскрыта в [88] автором настоящей работы. Покажем, что полученные при этом зависимости вытекают из общих выражений п. 2.3, в которых достаточно положить $n = 1$.

Уравнение исходно изогнутой по первой собственной форме оси ротора получаем из уравнений (2.10), положив $i = 1$:

$$\begin{aligned} \bar{y}_1 &= \frac{12\bar{y}_{1\max}x}{l^3} \left(\frac{x^2}{3} - \frac{l^2}{4} \right) = -\frac{4xy_{1\max}}{l} \left(\frac{3}{4} - \frac{x^2}{l^2} \right), \text{ при } 0 \leq x \leq \frac{l}{2}; \\ \bar{y}_1 &= \frac{12}{l^3} \bar{y}_{1\max} \left(-\frac{x^3}{3} + lx^2 - \frac{3}{4}xl^2 + \frac{l^3}{12} \right) = \\ &= -\frac{4(l-x)y_{1\max}}{l} \left[\frac{3}{4} - \frac{(l-x)^2}{l^2} \right], \text{ при } \frac{l}{2} \leq x \leq l. \end{aligned} \quad (2.25)$$

Соотношения (2.25) практически полностью совпадают с выражениями [88, уравнение (2.5)], отличаясь лишь принятыми обозначениями $y_1 = y$, $y_{1\max} = y_{\max}$, а также знаками ввиду принятия в настоящей работе направления отсчета y_n при $n = 1, 2, \dots$, противоположного принятому для y в [88].

Главный вектор дисбалансов $\bar{D}_{н1}$, обусловленный проявлением искривления оси ротора по первой собственной форме, находим по (2.12):

$$\bar{D}_{н1} = \frac{5}{8} m \bar{y}_{1\max}, \quad (2.26)$$

что совпадает с [88, уравнение (2.7)] при $\bar{y}_{1\max} = \bar{y}_{\max}$.

В первом приближении уравнение упругой линии изгиба оси ротора, обусловленного проявлением дисбалансов от исходного искривления этой оси по первой собственной форме, получаем из (2.20):

$$y^{(1)} = y_{1y}^{(1)} = \frac{\omega^2}{EJ} \cdot m \bar{y}_{1\max} \left(\frac{61l^2x_1}{1920} - \frac{5x_1^3}{96} + \frac{x_1^5}{40l^2} - \frac{x_1^7}{210l^4} \right), \quad (2.27)$$

что, с учетом новых обозначений и изменения системы отсчета перемещений y , совпадает с [88, уравнение (2.13)].

Стрела упругого прогиба оси ротора в средней точке между его опорами от действия исходного искривления оси в первом приближении находится из (2.21):

$$\bar{y}_{1y \max}^{(1)} = a_1 \bar{y}_{1 \max}; a_1 = 0,01 \frac{\omega^2 m l^3}{EJ}, \quad (2.28)$$

что совпадает с [88, уравнение (2.14)].

Окончательное выражение стрелы дополнительного упругого изгиба оси ротора, обусловленного исходным искривлением этой же оси по первой собственной форме, находим по (2.23):

$$\bar{y}_{1y \max}^{(\omega)} = \frac{a_1 \bar{y}_{1 \max}}{1 - a_1}; a_1 < 1, \quad (2.29)$$

что совпадает с [88, уравнение (2.15)].

Суммарную стрелу прогиба оси ротора, приведенного во вращение со скоростью ω , от действия исходного искривления оси по первой собственной форме из (2.24):

$$\bar{Y}_{1 \max}^{(\omega)} = \frac{\bar{y}_{1 \max}}{1 - a_1}, \quad (2.30)$$

что совпадает с [88, уравнение (2.16)].

Таким образом, все соотношения аналитической динамики нежесткого ротора, полученные автором настоящей работы в [88] для ротора, вращающегося со скоростью $\omega < \omega_{kp1}$, вытекают из более общих оригинальных соотношений, полученных в п.2.3.

2.5. Механико-математическая модель неуравновешенности ротора, балансируемого по первой собственной форме изгиба

Все обоснования для построения такой модели на основе использования раскрытых выше закономерностей деформирования оси ротора по первой собственной форме осуществлены автором настоящего исследования в [88]. Там же представлено экспериментальное подтверждение высокого уровня адекватности этой модели. Воспроизведение этой модели здесь продиктовано необходимостью ее использования как при построении общей модели неуравновешенности ротора, балансируемого по собственной форме, выше первой, так и для решения не рассмотренных в [88] новых задач проектирования и производства ротационных агрегатов машин.

На рисунке 2.2, *a* представлена схема ротора с осью, исходно изогнутой по первой собственной форме, отчего возникает показанный на этом рисунке неравномерно распределенный дисбаланс с главным вектором $\bar{D}_{и1}$, определенный по (2.26). При вращении ротора со скоростью ω будет иметь место дополнительный упругий прогиб

этой оси со стрелой $\bar{y}_{1y\max}^{(\omega)}$, определенной по (2.29), зависящей от ω и сонаправленной с $\bar{y}_{1\max}$ – стрелой исходного искривления оси ротора по первой собственной форме. Все эти деформации оси на скорости $\omega < \omega_{kp1}$ приводят к возникновению главного вектора дисбалансов

$$\bar{D}_{и1}^{(\omega)} = \frac{5}{8} m \bar{Y}_{1\max}^{(\omega)}, \quad (2.31)$$

определенного по (2.26) при $\bar{Y}_{1\max}^{(\omega)}$, найденной по (2.30). При этом дисбалансы от изгиба оси ротора по собственным формам, выше первой, будут пренебрежимо малыми [37].

Помимо $\bar{D}_{и1}^{(\omega)}$, при вращении ротора проявит себя вся совокупность локальных дисбалансов $\bar{D}_j^{ст}$, $j = 1, 2, \dots, n_{ст}$, не зависящих от ω (см. допущение к), п. 2.2). Поэтому при осуществлении для рассматриваемого ротора его традиционной динамической низкочастотной балансировки на скорости $\omega_\delta \ll \omega_{kp1}$ в двух плоскостях коррекции 1,2 (рисунок 2.2, б) измерительная система балансировочного станка зафиксирует необходимость установки в этих плоскостях корректирующих дисбалансов

$$\bar{D}_{k1}^{(\omega_\delta)} = \bar{D}_{k1}^{пр(1)} + \bar{D}_{k1}^{ст}; \quad \bar{D}_{k2}^{(\omega_\delta)} = \bar{D}_{k2}^{пр(1)} + \bar{D}_{k2}^{ст}, \quad (2.32)$$

где $\bar{D}_{k1}^{пр(1)}$, $\bar{D}_{k2}^{пр(1)}$ – корректирующие дисбалансы в плоскостях коррекции 1,2 (рисунок 2.2, б), призванные устранить неуравновешенность ротора от исходного и упругого искривления его оси по первой собственной форме при скорости ω_δ вращения ротора на балансировочном станке; $\bar{D}_{k1}^{ст}$, $\bar{D}_{k2}^{ст}$ – дисбалансы, корректирующие неуравновешенность от «сторонних» источников и не зависящие от скорости вращения ротора.

Определяя $\bar{D}_{k1}^{пр(1)}$, $\bar{D}_{k2}^{пр(1)}$ с помощью рисунка 2.2, б, получаем:

$$\bar{D}_{k1}^{пр(1)} = -\bar{D}_{и1}^{(\omega_\delta)} \cdot \frac{0,5l - C}{B}; \quad \bar{D}_{k2}^{пр(1)} = -\bar{D}_{и1}^{(\omega_\delta)} \cdot \frac{0,5l - A}{B}, \quad (2.33)$$

что после подстановки значения $\bar{D}_{и1}^{(\omega_\delta)}$, найденного по (2.31) с подстановкой в него (2.30), приводится к:

$$\bar{D}_{k1}^{пр(1)} = -\frac{5}{8} \frac{m \bar{y}_{1\max}}{1 - a_{1\delta}} \cdot \frac{0,5l - C}{B}; \quad \bar{D}_{k2}^{пр(1)} = -\frac{5}{8} \frac{m \bar{y}_{1\max}}{1 - a_{1\delta}} \cdot \frac{0,5l - A}{B}, \quad (2.34)$$

где $a_{1\delta}$ определяется по выражению для a_1 из (2.28) при $\omega = \omega_\delta$.

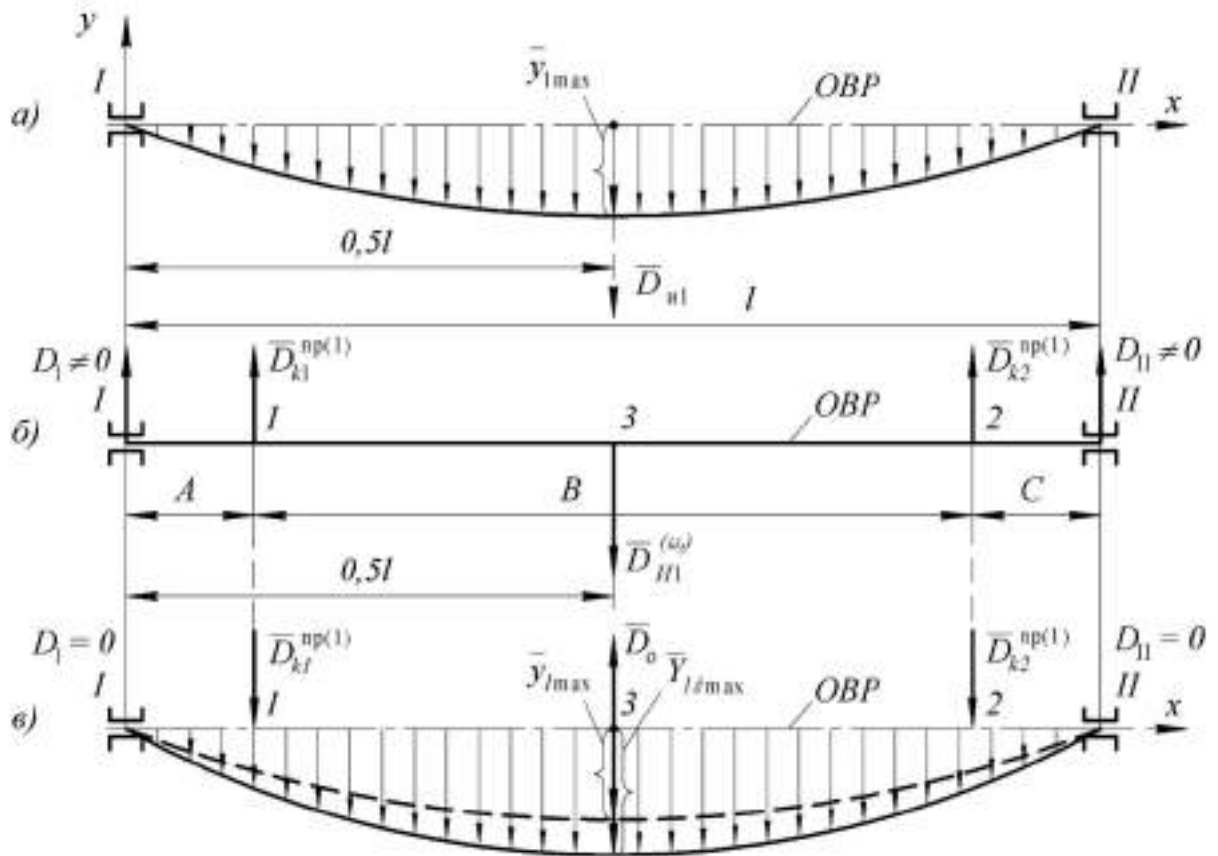


Рисунок 2.2.0 – К построению механико-математической модели неуравновешенности ротора, балансируемого по первой собственной форме изгиба

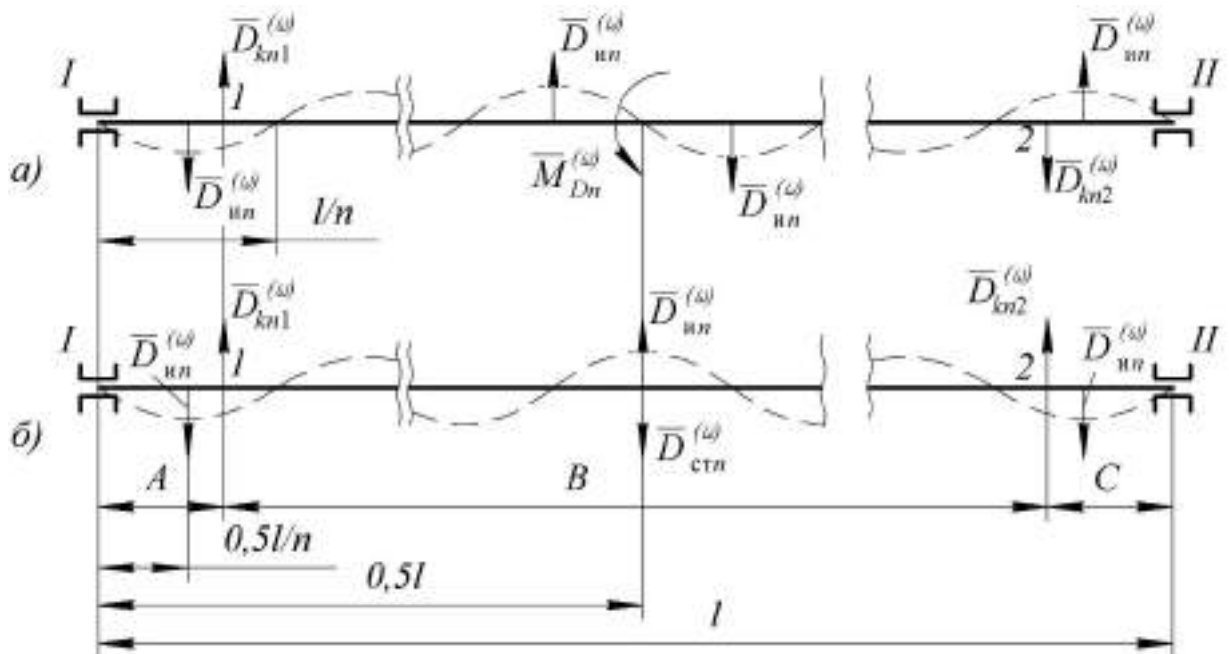


Рисунок 2.3 – К построению механико-математической модели неуравновешенности ротора, балансируемого по $n > 1$ -й собственной форме изгиба

Если в плоскостях коррекции 1,2 ротора установить корректирующие дисбалансы по (2.32), то в результате будем иметь:

– компоненты \overline{D}_{k1}^{ct} , \overline{D}_{k2}^{ct} корректирующих дисбалансов совместно со всеми локальными дисбалансами \overline{D}_j^{ct} , $j = 1, 2, \dots, n_{ct}$ образуют систему, уравновешенность которой не нарушается при вращении ротора с любой скоростью ω ;

– после приведения ротора во вращение на балансировочном станке со скоростью ω_δ он окажется неуравновешенным ($D_I \neq 0$; $D_{II} \neq 0$, по рисунку 2.2, б). Измерительная система станка зафиксирует необходимость введения в плоскостях коррекции дополнительных корректирующих дисбалансов.

Последнее происходит вследствие того, что компоненты $\overline{D}_{k1}^{np(1)}$, $\overline{D}_{k2}^{np(1)}$ исходно замеренных корректирующих дисбалансов по (2.33) приведут к дополнительному (обратному исходному) упругому прогибу оси ротора по первой собственной форме. Стрела этого прогиба определяется по формулам сопротивления материалов [33]:

$$\overline{\Delta y}^{(1)} = \frac{\overline{D}_{k1}^{np(1)} \cdot \omega_\delta^2 \cdot A}{12EJ} \left(\frac{3}{4} l^2 - A^2 \right) + \frac{\overline{D}_{k2}^{np(1)} \omega_\delta^2 C}{12EJ} \left(\frac{3}{4} l^2 - C^2 \right), \quad (2.35)$$

учитывая (2.34), получим:

$$\overline{\Delta y}^{(1)} = -\frac{\overline{y}_{\max}}{1 - a_{1\delta}} b_\delta, \quad (2.36)$$

где $b_\delta = \frac{5}{96} \cdot \frac{m\omega_\delta^2}{EJ} \cdot \frac{A(0,5l - C) \left(\frac{3}{4} l^2 - A^2 \right) + C(0,5l - A) \left(\frac{3}{4} l^2 - C^2 \right)}{B}$ – коэффициент

изменения стрелы упругого прогиба оси ротора от действия дисбалансов в плоскостях коррекции 1,2, призванных корректировать неуравновешенность этого ротора от искривления его оси по первой собственной форме со стрелой $\overline{Y}_{1\max}^{(\omega_\delta)}$.

Если исследуемый ротор привести во вращение со скоростью $\omega \neq \omega_\delta$, то общее выражение последнего коэффициента:

$$b = \frac{5}{96} \cdot \frac{m\omega^2}{EJ} \cdot \frac{A(0,5l - C) \left(\frac{3}{4} l^2 - A^2 \right) + C(0,5l - A) \left(\frac{3}{4} l^2 - C^2 \right)}{B}, \quad (2.37)$$

Дополнительный прогиб оси ротора со стрелой $\overline{\Delta y}^{(1)}$ по (2.35) ведет к возникновению у ротора, вращающегося на балансировочном станке со скоростью ω_δ ,

главного вектора дисбалансов, значение которого определяем по (2.26) при $\bar{y}_{1\max} = \bar{\Delta}y^{(1)}$.

Корректировка последнего требует изменения $\bar{D}_{k1}^{np(1)}$, $\bar{D}_{k2}^{np(1)}$ на величины:

$$\Delta\bar{D}_{k1}^{np(2)} = -\bar{D}_{k1}^{np(1)} \cdot b_\delta; \quad \Delta\bar{D}_{k2}^{np(2)} = -\bar{D}_{k2}^{np(1)} \cdot b_\delta, \quad (2.38)$$

Именно такие дисбалансы будет фиксировать балансировочный станок в плоскостях коррекции 1,2 ротора после установки в этих плоскостях корректирующих дисбалансов $\bar{D}_{k1}^{np(1)}$, $\bar{D}_{k2}^{np(1)}$ по (2.34).

Повторно осуществляя корректировку установкой в плоскостях коррекции 1,2 дисбалансов, определенных по (2.38), и приводя ротор во вращение на станке со скоростью ω_δ , получим дополнительный упругий прогиб оси со стрелой $\bar{\Delta}y^{(2)}$ от усилий, обусловленных установкой последних корректирующих дисбалансов. Определяя окончательно корректирующие дисбалансы \bar{D}_{k1}^{np} и \bar{D}_{k2}^{np} и результирующую стрелу $Y_{1\delta\max}$ прогиба оси ротора при идеальной его балансировке на скорости ω_δ , с учетом $b_\delta < 1$, получаем:

$$\begin{aligned} \bar{D}_{k1}^{np} &= \bar{D}_{k1}^{np(1)} + \Delta\bar{D}_{k1}^{np(2)} + \Delta\bar{D}_{k1}^{np(3)} + \dots = \bar{D}_{k1}^{np(1)} (1 - b_\delta + b_\delta^2 - b_\delta^3 + \dots) = \\ &= \bar{D}_{k1}^{np(1)} \cdot \frac{1}{1 + b_\delta} = -\frac{5}{8} \cdot \frac{m\bar{y}_{1\max}}{1 - a_\delta} \cdot \frac{1}{1 + b_\delta} \cdot \frac{0,5l - C}{B}; \end{aligned} \quad (2.39)$$

$$\begin{aligned} \bar{D}_{k2}^{np} &= \bar{D}_{k2}^{np(1)} + \Delta\bar{D}_{k2}^{np(2)} + \Delta\bar{D}_{k2}^{np(3)} + \dots = \bar{D}_{k2}^{np(1)} (1 - b_\delta + b_\delta^2 - b_\delta^3 + \dots) = \\ &= \bar{D}_{k2}^{np(1)} \cdot \frac{1}{1 + b_\delta} = -\frac{5}{8} \cdot \frac{m\bar{y}_{1\max}}{1 - a_\delta} \cdot \frac{1}{1 + b_\delta} \cdot \frac{0,5l - A}{B}, \end{aligned}$$

$$\bar{Y}_{1\delta\max} = \frac{\bar{y}_{1\max}}{1 - a_\delta} \cdot \frac{1}{1 + b_\delta}. \quad (2.40)$$

На рисунке 2.2, в представлена схема ротора, полностью уравновешенного ($D_I = 0$; $D_{II} = 0$) на скорости ω_δ его вращения. Однако с приведением этого ротора во вращение со скоростью $\omega_\delta < \omega < \omega_{kp1}$ его уравновешенность нарушается из-за появления дополнительного упругого прогиба оси по первой собственной форме со стрелой:

$$\Delta\bar{Y}_{1\delta\max}^{(\omega)} = \bar{Y}_{1\delta\max}^{(\omega)} - \bar{Y}_{1\delta\max}, \quad (2.41)$$

где, помимо уже введенных обозначений, $\bar{Y}_{1\delta\max}^{(\omega)}$ – стрела упругого прогиба оси ротора по первой собственной форме после его идеальной балансировки на скорости ω_δ и приведения во вращение со скоростью ω .

При определении $\Delta \bar{Y}_{1\delta \max}^{(\omega)}$ учитываем не только стрелу $\Delta \bar{Y}_{1\max}^{(\omega)}$ от действия на скорости ω распределенного дисбаланса вследствие исходного искривления оси ротора по первой собственной форме, определенную по (2.30), но и изменение $\Delta y^{(1)}$ этой стрелы от действия на скорости ω корректирующих дисбалансов \bar{D}_{k1}^{np} , \bar{D}_{k2}^{np} по (2.39), установленных при балансировке ротора на скорости ω_δ . Поэтому

$$\Delta \bar{Y}_{1\delta \max}^{(\omega)} = \bar{Y}_{1\max}^{(\omega)} - \Delta \bar{y}^{(1)}. \quad (2.42)$$

Определяя $\Delta \bar{y}^{(1)}$ по (2.35), в котором полагаем $\bar{D}_{k1}^{np(1)} = \bar{D}_{k1}^{np}$, $\bar{D}_{k2}^{np(1)} = \bar{D}_{k2}^{np}$ по (2.32) и $\omega_\delta = \omega$ и b по (2.37) получим:

$$\Delta \bar{y}^{(1)} = \bar{y}_{1\max} \frac{1}{1-a_{1\delta}} \cdot \frac{b}{1+b_\delta}. \quad (2.43)$$

Подставляя (2.43) в (2.42), учитывая (2.30), получим:

$$\bar{Y}_{1\delta \max} = \bar{y}_{1\max} \left(\frac{1}{1-a_1} - \frac{1}{1-a_{1\delta}} \cdot \frac{b}{1+b_\delta} \right). \quad (2.44)$$

Подставляя (2.44) и (2.40) в (2.30) окончательно получаем:

$$\Delta \bar{Y}_{1\delta \max}^{(\omega)} = \bar{y}_{1\max} \cdot \delta, \quad \delta = \left(\frac{1}{1-a_1} - \frac{1}{1-a_{1\delta}} \cdot \frac{1+b}{1+b_\delta} \right). \quad (2.45)$$

Это позволяет определить главный вектор дисбалансов, возникающих у ротора, идеально сбалансированного на скорости ω_δ и приведенного во вращение со скоростью $\omega_\delta < \omega < \omega_{кр1}$, по аналогии с (2.31) как

$$\bar{D}_{и1\delta}^{(\omega)} = \frac{5}{8} m \Delta Y_{1\delta \max}^{(\omega)} = \frac{5}{8} m \bar{y}_{1\max} \cdot \delta. \quad (2.46)$$

Если ротор приводится во вращение со скоростью ω на балансировочном станке, то измерительная система последнего зафиксирует необходимость установки в плоскостях коррекции корректирующих дисбалансов, определенных аналогично (2.34):

$$\bar{D}_{k1}^{(\omega)} = -\frac{5}{8} m \bar{y}_{1\max} \cdot \delta \cdot \frac{0,5l - C}{B}; \quad \bar{D}_{k2}^{(\omega)} = -\frac{5}{8} m \bar{y}_{1\max} \cdot \delta \cdot \frac{0,5l - A}{B}. \quad (2.47)$$

Уравнения (2.46), (2.47) и соотношения (2.45), (2.37), (2.28), раскрывающие входящие в них величины, представляют собой механико-математическую модель неуравновешенности ротора, балансируемого по первой собственной форме изгиба. Входом этой модели является варьируемое значение $\omega < \omega_{кр1}$. Собственные свойства

модели характеризуются значением и углом стрелы $\bar{y}_{1\max}$ исходного искривления оси ротора по первой собственной форме изгиба, а также параметрами m, E, J, l, A, B, C конструкции ротора, определяющими по (2.28), (2.37) комплексные характеристики $a_{1\delta}, b_\delta$ (при $\omega = \omega_\delta$) и a_1, b (при произвольном $\omega < \omega_{kp1}$) модели. Выходы модели – характеристики неуравновешенности ротора ($\bar{D}_{n1\delta}^{(\omega)}, \bar{D}_{k1}^{(\omega)}, \bar{D}_{k2}^{(\omega)}; \bar{D}_{k1}^{(\omega)} + \bar{D}_{k2}^{(\omega)} = -\bar{D}_{n1\delta}^{(\omega)}$), определяемые по (2.46), (2.47) при любом $\omega < \omega_{kp1}$.

2.6. Механико-математическая модель неуравновешенности ротора, балансируемого по $n > 1$ -й собственной форме изгиба

Такую балансировку должен проходить ротор, максимальная эксплуатационная скорость ω , которого удовлетворяет неравенству $\omega_{kp(n-1)} < \omega < \omega_{kpn}$. При этом, в соответствии с допущением и) п.2.2, ротор, балансируемый по $n > 1$ -й собственной форме, считаем идеально сбалансированным последовательно по всем $i = 1, 2, \dots, (n - 1)$ собственным формам. Кроме того, при балансировке по первой собственной форме изгиба корректируется полная совокупность локальных сторонних дисбалансов ротора, не зависящих от скорости ω его вращения (см. п.2.5). Поэтому при вращении рассматриваемого ротора со скоростью $\omega_{kp(n-1)} < \omega < \omega_{kpn}$ возникают дисбалансы лишь за счет упругой деформации оси ротора по n -й собственной форме, происходящей по закономерностям, раскрытым в п.2.3 настоящей работы. Эти деформации лежат в одной плоскости, содержащей ось вращения ротора, и возникают лишь при стреле исходного искривления оси по n -й собственной форме изгиба $y_{n\max} \neq 0$.

На каждом участке ротора, имеющем длину l/n , деформации оси на скорости ω будут приводить к возникновению результирующего вектора $\bar{D}_{in}^{(\omega)}$ распределенных неравномерно дисбалансов (рисунок 2.1, ε), определяемого как

$$\bar{D}_{in}^{(\omega)} = \frac{5}{8} \cdot \frac{m}{n} \bar{Y}_{n\max}^{(\omega)} = \frac{5}{8} \cdot \frac{m}{n} \cdot \frac{\bar{y}_{n\max}}{1 - a_n}, \quad (2.48)$$

где $\overline{\Gamma}_{\text{отж}}^{(n)}$ определено по (2.24), а $a_n < 1$ по (2.21). Приложен $\overline{D}_{\text{отж}}^{(n)}$ в центре каждого рассматриваемого участка ротора длиной l/n (аналогично тому, как приложены векторы D_n на рисунке 2.1, б).

Приведем всю совокупность определенных по (2.38) результирующих дисбалансов $\overline{D}_{\text{отж}}^{(n)}$ к главному вектору $\overline{D}_{\text{отж}}^{(n)}$ и главному моменту $\overline{M}_{\text{отж}}^{(n)}$ дисбалансов ротора в целом, имеющих место при вращении его со скоростью $\omega_{\text{отж}(n)} < \omega < \omega_{\text{кр}(n)}$:

$$D_{\text{отж}}^{(n)} = \frac{1 - (-1)^n}{2} D_{\text{отж}}^{(n)}; \quad M_{\text{отж}}^{(n)} = \frac{1 - (-1)^{n+1}}{2} D_{\text{отж}}^{(n)} \cdot \frac{l}{2} \quad (2.49)$$

Заметим, что при принятой на рисунке 2.1 системе отсчета деформаций оси ротора, когда на первом слева участке оси протяженностью l/n имеет место $y \leq 0$, $\overline{D}_{\text{отж}}^{(n)}$ будет всегда направлен в сторону $\overline{\Gamma}_{\text{отж}}$ на этом участке и приложен в центре пролета l между шпорами ротора. При этом $\overline{D}_{\text{отж}}^{(n)} \neq 0$ и $\overline{M}_{\text{отж}}^{(n)} = 0$ будет иметь место лишь для нечетных номеров n собственных форм изгиба оси ротора. Главный момент $\overline{M}_{\text{отж}}^{(n)}$ дисбалансов ротора будет иметь место лишь для четных значений n при $\overline{D}_{\text{отж}}^{(n)} = 0$. Этот момент лежит в плоскости исходной деформации оси ротора по четной n -й собственной форме изгиба, и, при принятой и оговоренной выше системе отсчета этих деформаций, он будет направлен против часовой стрелки. Если же исходное искривление оси ротора по n -й собственной форме отсутствует, стрелки такого искривления на участке l/n оси ротора $y_{\text{отж}(n)} = 0$ и значения $\overline{D}_{\text{отж}}^{(n)}$, $\overline{M}_{\text{отж}}^{(n)}$ обращаются в ноль при любом $\omega_{\text{отж}(n)} < \omega < \omega_{\text{кр}(n)}$.

Если рассматриваемый ротор при $y_{\text{отж}(n)} \neq 0$ привести во вращение со скоростью ω на балансировочном станке, то измерительная система станка зафиксирует в плоскостях коррекции 1.2 необходимость установки в них корректирующих дисбалансов $\overline{D}_{\text{отж}}^{(n)}$, $\overline{D}_{\text{отж}}^{(n)}$, показанных на рисунке 2.3, а для четного n , и на рисунке 2.3, б для нечетного n . Эти дисбалансы определяются при любом n как

$$\overline{D}_{\text{отж}1}^{(n)} = \overline{D}_{\text{отж}}^{(n)} \frac{0,5l - l'}{B}; \quad \overline{M}_{\text{отж}1}^{(n)} = \overline{M}_{\text{отж}}^{(n)} \frac{0,5l - A}{B}; \quad \overline{D}_{\text{отж}2}^{(n)} = \overline{D}_{\text{отж}}^{(n)} \frac{0,5l - A}{B}; \quad \overline{M}_{\text{отж}2}^{(n)} = \overline{M}_{\text{отж}}^{(n)} \frac{0,5l - A}{B} \quad (2.50)$$

Уравнения (2.49), (2.50) и соотношения (2.48), (2.21), раскрывающие входящие в них величины, представляют собой механико-математическую модель

неуравновешенности ротора, балансируемого по $n > 1$ -й собственной форме изгиба. Входом этой модели является варьируемое значение $\omega_{кр(n-1)} < \omega < \omega_{крn}$. Собственные свойства модели характеризуются значением и углом стрелы $\bar{y}_{n\max}$ исходного искривления оси ротора по n -й собственной форме изгиба, а также параметрами m, E, J, l, A, B, C конструкции ротора, определяющими по (2.21) комплексную характеристику a_n и входящими в (2.50). Выходы модели – характеристики неуравновешенности ротора $(\bar{D}_{ин}^{(\omega)}, \bar{D}_{стн}^{(\omega)}, \bar{M}_{Dn}^{(\omega)}, \bar{D}_{kn1}^{(\omega)}, \bar{D}_{kn2}^{(\omega)})$, определяемые по (2.48) – (2.50) при любом $\omega_{кр(n-1)} < \omega < \omega_{крn}$.

2.7. Идентификация параметров механико-математических моделей неуравновешенности роторов

Практическое использование построенных в пп. 2.5, 2.6 моделей неуравновешенности для решения задач балансировки ротационных агрегатов машин при их проектировании, производстве, эксплуатации, ремонте требует знания всех характеристик и параметров собственных свойств. К ним относятся отмеченные выше $\bar{y}_{i\max}$ – стрелы исходного неупругого прогиба оси ротора по $i = 1, 2, \dots, n, \dots$ собственным формам изгиба, а также значения m, E, J, l, A, B, C . Все эти характеристики для полного множества ротационных агрегатов каждого наименования являются случайными величинами с различными уровнями рассеивания их значений.

Стадия проектирования ротационного агрегата имеет дело с оценочными (практически предельными, наиболее вероятным) значениями характеристик и параметров собственных свойств объекта моделирования, что позволяет прогнозировать с помощью модели неуравновешенное состояние ротационного агрегата на работающей машине и обеспечивать тем самым принятие обоснованных решений по его балансировке. Поэтому все параметры модели неуравновешенности проектируемого ротационного агрегата могут быть с той или иной достоверностью определены по различным справочным источникам. При этом в расчетах должны приниматься такие их значения, которые обеспечивают прогнозирование практически предельного возможного неуравновешенного состояния проектируемого ротора (как это сделано в п. 4 настоящей работы).

Использование модели неуравновешенности для проведения балансировки конкретного типоразмера ротора требует знания точных значений всех параметров и характеристик собственных свойств модели каждого балансируемого экземпляра ротора. Если этот типоразмер ротора необходимо балансировать по $i = n$ -й собственной форме (обоснование необходимости балансировки ротора по той или иной собственной форме изгиба его оси произведено ниже в п. 4.4), то он должен проходить балансировку последовательно по $i = 1, 2, \dots, n$ -й собственным формам. При этом для каждой из форм должна быть построена модель неуравновешенности с точными значениями всех параметров и характеристик собственных свойств.

Выражение для a_n по (2.21) можно представить как

$$a_n = \beta_n \cdot \omega^2; \beta_n = 0,01 \frac{ml^3}{EJ \cdot n^4}, \quad (2.51)$$

получив выражение для комплексной характеристик β_n собственных свойств модели неуравновешенности ротора, балансируемого на любой n -й собственной форме. По своему физическому смыслу β_n – величина, обратная квадрату $\omega_{крn}$ по (2.22) – n -й критической скорости вращения ротора. Эта характеристика определяется частными параметрами m, l, E, J модели. При балансировке ротора по любой собственной форме точному определению и должны подвергаться значения $\bar{y}_{n\max}$ и β_n , так как именно эти характеристики и определяют модель по (2.43) – (2.50) как функции, зависящей от ω .

Учитывая, что балансировка по первой собственной форме изгиба требует устранения низкочастотной балансировкой на скорости $\omega_\delta \ll \omega_{кр1}$ дисбалансов от сторонних источников неуравновешенности, не зависящих от ω , чего не требуется при балансировке ротора по любой $n > 1$ -й собственной форме, рассмотрим отдельно идентификацию параметров модели для этих двух случаев.

2.7.1. Ротор, балансируемый по первой собственной форме изгиба

Как обосновано в п. 2.5, неуравновешенность ротора, сбалансированного идеально на скорости ω_δ в двух плоскостях 1,2 коррекции (рисунок 2.2, в) у опор и приведенного во вращение со скоростью $\omega_\delta < \omega < \omega_{кр1}$, характеризуется главным вектором $\bar{D}_{n\delta}^{(\omega)}$ дисбалансов по (2.46), в котором значение δ раскрыто по (2.45). Эта

неуравновешенность возникает только за счет дополнительного упругого прогиба оси ротора по 1-й собственной форме.

Используя выражения для b и a_1 по (2.37), (2.28), а также получаемые из них подстановкой $\omega = \omega_\delta$ выражения для расчета b_δ и $a_{1\delta}$, получим комплексный параметр модели неуравновешенности ротора, определяемый положением его плоскостей коррекции 1,2 относительно опор (рисунок 2.2, б)

$$\alpha = \frac{b}{a_1} = \frac{b_\delta}{a_{1\delta}} = 5,208 \cdot \frac{\frac{A}{l} \left(0,5 - \frac{C}{l}\right) \left(\frac{3}{4} - \frac{A^2}{l^2}\right) + \frac{C}{l} \left(0,5 - \frac{A}{l}\right) \left(\frac{3}{4} - \frac{C^2}{l^2}\right)}{1 - \frac{A}{l} - \frac{C}{l}}. \quad (2.52)$$

Рассеивание регламентированных чертежом ротора значений A , C , l при балансировке множества роторов данного наименования пренебрежимо мало в сравнении с их номиналами. Поэтому параметр α модели, рассчитанный по (2.52) при номинальных значениях A , C , l , будем считать определенным при балансировке каждого такого ротора.

Учитывая также, что

$$a_1 = \beta_1 \omega^2; \quad a_{1\delta} = \beta_1 \omega_\delta^2, \quad (2.53)$$

что это следует из (2.53) при $n = 1$ и $\omega = \omega_\delta$, выражение (2.46) для расчета главного вектора $\overline{D}_{n1\delta}^{(\omega)}$ дисбалансов ротора, сбалансированного на скорости ω_δ и приведенного во вращение со скоростью $\omega_\delta < \omega < \omega_{кр1}$, с учетом (2.45) запишется как

$$\overline{D}_{n1\delta}^{(\omega)} = \frac{5}{8} m \overline{y}_{1\max} \left(\frac{1}{1 - \beta_1 \omega^2} - \frac{1}{1 - \beta_1 \omega_\delta^2} \cdot \frac{1 + \alpha \beta_1 \omega^2}{1 + \alpha \beta_1 \omega_\delta^2} \right). \quad (2.54)$$

Как отмечено в п. 2.5, вращение такого ротора со скоростью ω на балансировочном станке выявит в плоскостях его коррекции 1,2 такие дисбалансы $\overline{D}_{k1}^{(\omega)}$, $\overline{D}_{k2}^{(\omega)}$, что

$$\overline{D}_{n1\delta}^{(\omega)} = -\left(\overline{D}_{k1}^{(\omega)} + \overline{D}_{k2}^{(\omega)}\right). \quad (2.55)$$

Поэтому в (2.54) значение левой части всегда определено показаниями балансировочного станка при любой скорости ω вращения ротора на этом станке.

Рассмотрим отношения двух значений $\overline{D}_{n1\delta}^{(\omega_1)}$ и $\overline{D}_{n1\delta}^{(\omega_2)}$, определенных по (2.55) после замеров на балансировочном станке корректирующих дисбалансов $\overline{D}_{k1}^{(\omega_1)}$, $\overline{D}_{k2}^{(\omega_1)}$ и $\overline{D}_{k1}^{(\omega_2)}$,

$\bar{D}_{k2}^{(\omega_2)}$ при последовательном приведении ротора во вращение со скоростями ω_1 , ω_2 , удовлетворяющими соотношению $\omega_\delta < \omega_1 < \omega_2 < \omega_{кр1}$:

$$K_{12} = \frac{D_{н1\delta}^{(\omega_1)}}{D_{н1\delta}^{(\omega_2)}} = \frac{\frac{1}{1-\beta_1\omega_1^2} - \frac{1}{1-\beta_1\omega_\delta^2} \cdot \frac{1+\alpha\beta_1\omega_1^2}{1+\alpha\beta_1\omega_\delta^2}}{\frac{1}{1-\beta_1\omega_2^2} - \frac{1}{1-\beta_1\omega_\delta^2} \cdot \frac{1+\alpha\beta_1\omega_2^2}{1+\alpha\beta_1\omega_\delta^2}}. \quad (2.56)$$

В последнем выражении K_{12} значения ω_1 , ω_2 , ω_δ определены для каждого балансируемого экземпляра ротора по результатам замеров на балансировочном станке; значение α определено расчетом по (2.52). Единственным неизвестным в (2.56) является значение β_1 , которое и определяется решением этого уравнения.

Опуская несложные, но громоздкие выкладки, записали (2.56) в виде $\beta_1^2 + p\beta_1 + q = 0$, решение которого находим с помощью следующего алгоритма, где:

$$p = \frac{K_{12}(1-d)[c(1-\alpha) - \alpha(1+d)] - (1-c)[d(1-\alpha) - \alpha(1+c)]}{\alpha\omega_\delta^2[K_{12} \cdot c(1-d^2) - d(1-c^2)]};$$

$$q = \frac{(1-\alpha)[1-c - K_{12}(1-d)]}{\alpha\omega_\delta^4[K_{12}c(1-d^2) - d(1-c^2)]}; \quad c = \left(\frac{\omega_1}{\omega_\delta}\right)^2; \quad d = \left(\frac{\omega_2}{\omega_\delta}\right)^2; \quad K_{12} = \frac{D_{н1\delta}^{(\omega_1)}}{D_{н1\delta}^{(\omega_2)}}; \quad (2.57)$$

$$\beta_1 = -\frac{p}{2} + \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}.$$

Используя выражение для $\bar{D}_{н1\delta}^{(\omega_2)}$, получаемое подстановкой в (2.54) значения $\omega = \omega_2$, в котором $\bar{D}_{н1\delta}^{(\omega_2)}$ раскрыт по (2.45) при $\omega = \omega_2$ и значения m , β_1 , ω_δ , ω_2 , α определены, получим

$$y_{1\max} = \frac{8}{5} \cdot \frac{D_{k1}^{(\omega_2)} + D_{k2}^{(\omega_2)}}{m} \cdot \left(\frac{1}{1-\beta_1\omega_2^2} - \frac{1}{1-\beta_1\omega_\delta^2} \cdot \frac{1+\alpha\beta_1\omega_2^2}{1+\alpha\beta_1\omega_\delta^2} \right)^{-1}, \quad (2.58)$$

в котором $D_{k1}^{(\omega_2)}$, $D_{k2}^{(\omega_2)}$ – замеренные на балансировочном станке значения параллельных дисбалансов от упругого прогиба оси ротора по первой собственной форме в плоскостях его коррекции 1,2 на скорости вращения ω_2 .

Угол γ_1 вектора $\bar{y}_{1\max}$ в системе координат, связанной с ротором определяется как:

$$\gamma_1 = \varphi_{1,2} + \pi, \quad (2.59)$$

где $\varphi_{\pm 2}$ – зафиксированный балансировочным станком угол параллельных дисбалансов $D_{k_1}^{(2)}, D_{k_2}^{(2)}$ в плоскостях коррекции 1,2.

Таким образом, для балансируемого по первой собственной форме ротора становятся определенными все параметры его механико-математической модели и ее интерпретации по (2.54)

2.7.2. Ротор, балансируемый по $n > 1$ -й собственной форме изгиба

Если максимальная псевдугловая скорость ω , вращения ротора $\omega_1 > \omega_{cr1}$, он должен проходить балансировку по $n = 2$ -й собственной форме. После ее осуществления, при $\omega_1 > \omega_{cr2}$ он должен проходить балансировку по $n = 3$ -й собственной форме и т.д. В общем случае, если $\omega_{cr(n-1)} < \omega < \omega_{crn}$, ротор должен последовательно балансироваться по $i = 1, 2, \dots, n$ собственным формам изгиба.

Как следует из (2.48) – (2.50), а также из (2.51), раскрывающего входящие в (2.48) значения

$$a_n = \beta_n \omega^2; \quad \beta_n = 0,01 \frac{m l^3}{E_s h n^4} - \frac{\beta_1}{n^4}, \quad (2.60)$$

после идентификации значения β_1 , выполненной при балансировке ротора по первой собственной форме (п.2.7.1), и расчета β_n по последнему уравнению, идентификации подлежит лишь параметр \bar{J}_{nmax} – стрела исходного искривления оси ротора по n -й собственной форме изгиба (рисунок 2.1, в). Остальные параметры механико-математической модели неуровновешенности ротора, балансируемого по $n = 1$ -й собственной форме ($m, A, C, I, B = I - A - C, n$), определены.

Приводя ротор, сбалансированный по $(n = 1)$ -й собственной форме, во вращение на балансировочном станке со скоростью $\omega_{cr(n-1)} < \omega < \omega_{crn}$, будем иметь зафиксированные измерительной системой станка значения и углы корректирующих дисбалансов $\bar{D}_{k_1}^{(n)}, \bar{D}_{k_2}^{(n)}$ в плоскостях коррекции 1,2 у опор ротора (рисунок 2.3, в). Для нечетных значений $n = 1$ эти дисбалансы будут параллельными, для четных антипараллельными.

Имея определенными эти дисбалансы, при нечетном n , исходя из (2.49), (2.50), получим:

$$\overline{D}_{\text{стп}}^{(\omega)} \neq 0; \overline{M}_{Dn}^{(\omega)} = 0; \overline{D}_{kn1}^{(\omega)} = -\overline{D}_{\text{стп}}^{(\omega)} \frac{0,5l - C}{B}; \quad (2.61)$$

$$\overline{D}_{kn2}^{(\omega)} = -\overline{D}_{\text{стп}}^{(\omega)} \frac{0,5l - A}{B}; \overline{D}_{kn1}^{(\omega)} + \overline{D}_{kn2}^{(\omega)} = -\overline{D}_{\text{стп}}^{(\omega)} = -\overline{D}_{\text{ин}}^{(\omega)},$$

откуда

$$\overline{D}_{\text{ин}}^{(\omega)} = -\left(\overline{D}_{kn1}^{(\omega)} + \overline{D}_{kn2}^{(\omega)}\right). \quad (2.62)$$

При четном n :

$$\overline{D}_{\text{стп}}^{(\omega)} = 0; \overline{M}_{Dn}^{(\omega)} \neq 0; \overline{D}_{kn1}^{(\omega)} = -\frac{\overline{M}_{Dn}^{(\omega)}}{B} = -\overline{D}_{\text{ин}}^{(\omega)} \cdot \frac{l}{2B}; \quad (2.63)$$

$$\overline{D}_{kn2}^{(\omega)} = \frac{\overline{M}_{Dn}^{(\omega)}}{B} = \overline{D}_{\text{ин}}^{(\omega)} \cdot \frac{l}{2B}; \overline{D}_{kn1}^{(\omega)} - \overline{D}_{kn2}^{(\omega)} = -\overline{D}_{\text{ин}}^{(\omega)} \cdot \frac{l}{B},$$

откуда

$$\overline{D}_{\text{ин}}^{(\omega)} = -\left(\overline{D}_{kn1}^{(\omega)} - \overline{D}_{kn2}^{(\omega)}\right) \cdot \frac{B}{l}. \quad (2.64)$$

Обобщая (2.62) и (2.64) получим выражение для расчета $\overline{D}_{\text{ин}}^{(\omega)}$:

$$\overline{D}_{\text{ин}}^{(\omega)} = -\left[\overline{D}_{kn1}^{(\omega)} + (-1)^{n+1} \overline{D}_{kn2}^{(\omega)}\right] \left[\frac{1 - (-1)^n}{2} + \frac{1 + (-1)^n}{2} \cdot \frac{B}{l}\right]. \quad (2.65)$$

Значение $\overline{D}_{\text{ин}}^{(\omega)}$ результирующего вектора $\overline{D}_{\text{ин}}^{(\omega)}$ распределенных неравномерно на участке l/n дисбалансов ротора определяется как

$$\overline{D}_{\text{ин}}^{(\omega)} = \left(\overline{D}_{kn1}^{(\omega)} + \overline{D}_{kn2}^{(\omega)}\right) \left[\frac{1 - (-1)^n}{2} + \frac{1 + (-1)^n}{2} \cdot \frac{B}{l}\right]. \quad (2.66)$$

где $\overline{D}_{kn1}^{(\omega)}$, $\overline{D}_{kn2}^{(\omega)}$ – значения корректирующих дисбалансов $\overline{D}_{kn1}^{(\omega)}$, $\overline{D}_{kn2}^{(\omega)}$, замеренных в плоскостях коррекции 1,2 ротора (рисунок 2.3, б), балансируемого по n -й собственной форме и приведенного во вращение на балансирующей машине со скоростью $\omega_{кр(n-1)} < \omega < \omega_{крn}$.

Выражение (2.66) учитывая (2.48), позволяет идентифицировать значение параметра $\overline{y}_{n\text{max}}$

$$y_{n\max} = \frac{8}{5} \cdot \frac{n}{m} (D_{kn1}^{(\omega)} + D_{kn2}^{(\omega)}) \left[\frac{1 - (-1)^n}{2} + \frac{1 + (-1)^n}{2} \cdot \frac{B}{l} \right] \left(1 - \frac{\beta_1}{n^4} \omega^2 \right). \quad (2.67)$$

где β_1 – обоснованное выше по (2.57) значение параметра модели ротора при его балансировке по первой собственной форме изгиба оси.

Угол γ_n вектора $\bar{y}_{n\max}$ в системе координат, связанной с ротором, определяется как

$$\gamma_n = \varphi_1 + \pi, \quad (2.68)$$

где φ_1 – зафиксированный балансировочным станком угол корректирующего дисбаланса $D_{kn1}^{(\omega)}$ в первой плоскости коррекции (рисунок 2.3, б).

Таким образом, для ротора, который имеет $\omega_{kp(n-1)} < \omega < \omega_{kpn}$ и потому требует последовательной балансировки по $i = 1, 2, \dots, n$ -й собственным формам изгиба оси, все параметры его механико-математических моделей неуравновешенности при балансировке по каждой собственной форме определяются по представленным выше соотношениям. Поэтому эти модели могут успешно использоваться для решения задач балансировки как при проектировании роторов, так и в их производстве и эксплуатации, что и будет сделано в последующих главах работы.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ

1. Повышение адекватности механико-математических моделей, описывающих динамику ротационного агрегата при его балансировке на станке и на машине, требует разработки и использования двух типов его моделей: модели, определяющей характеристики неуравновешенности ротора с учетом изгиба его оси при изменении скорости вращения (модель неуравновешенности – тип 1), и модели, определяющей характеристики колебаний опор ротора от его неуравновешенности (модель колебаний опор – тип 2).

2. Следуя реальной предпосылке об исходном неупругом пространственном искривлении оси любого ротора, раскладываемом в ряд по собственным формам в различных осевых плоскостях, поставили в соответствие каждой собственной форме схему распределенных по той же форме дисбалансов. Это позволило установить следующие закономерности упругих деформаций оси ротора, возникающих при его вращении:

– распределенные по каждой собственной форме дисбалансы вращающегося ротора создают упругий изгиб его оси по той же форме;

– n -я критическая скорость вращения ротора, моделируемого как однородный круговой цилиндр, кратна n^2 , где n – номер собственной формы изгиба оси ротора;

– в отличие от дисбалансов, создаваемых погрешностями распределения масс и геометрии исполнения деталей и сборочных единиц реального ротационного агрегата и независящих от скорости ω его вращения, дисбалансы, создаваемые исходным искривлением оси ротора, зависят от ω ;

– ротор, сбалансированный динамически на скорости $\omega_\delta \ll \omega_{кр1}$ по традиционной технологии в двух плоскостях коррекции, не совпадающих с опорами, имеет лишь на этой скорости уравновешенную систему дисбалансов. С приведением его во вращение со скоростью $\omega_\delta < \omega < \omega_{кр1}$ он оказывается неуравновешенным из-за возникновения дисбалансов от дополнительного упругого прогиба оси по первой собственной форме. Этот прогиб определяется не только проявлением исходного искривления оси на скорости $\omega > \omega_\delta$, но и действием дисбалансов \overline{D}_{k1}^{np} , \overline{D}_{k2}^{np} (рисунок 2.2, в), корректирующих дисбалансы от исходного искривления и упругого прогиба оси на скорости ω_δ балансировки ротора.

3. Полученные оригинальные аналитические описания (2.23), (2.24) характеристик деформаций (упругой и суммарной) оси вращающегося ротора по n -й собственной форме изгиба, вызванных исходным ее искривлением со стрелой $\overline{y}_{n\max}$, являются общими и справедливыми для любого n . При $n = 1$ эти описания полностью совпадают с соотношениями, полученными в [88] автором настоящей работы для описания деформаций оси ротора, вращающегося со скоростью $\omega < \omega_{кр1}$, что подтверждает их корректность.

4. Объективное наличие и необходимость корректировки дисбалансов от «сторонних» источников сделало необходимым построение механико-математических моделей неуравновешенности отдельно для ротора, балансируемого по 1-й собственной форме [уравнения (2.45)-(2.47), а также уравнения (2.28), (2.37), раскрывающие входящие в последнее значения a_1 , b при произвольном ω и $a_{1\delta}$, b_δ при $\omega = \omega_\delta$], и для ротора, балансируемого по $n > 1$ -й собственной форме [уравнения (2.48)-(2.50), а также уравнение (2.21), определяющее входящее в последнее значение a_n]. Эти модели

позволяют находить характеристики неуравновешенности ротора при любой скорости ω его вращения.

5. Практическое использование построенных моделей неуравновешенности ротора требует определенности значений всех их параметров, характеризующих собственные свойства. При использовании этих моделей на проектной стадии создания ротационного агрегата машины случайные значения параметров его модели принимают по справочной литературе так, чтобы прогнозировать практически предельное неуравновешенное состояние ротора. Для использования этих моделей при балансировке требуется находить точные значения характеристик собственных свойств модели неуравновешенности каждого балансируемого экземпляра ротора. Разработанная методика идентификации комплексных характеристик собственных свойств механико-математической модели неуравновешенности каждого балансируемого ротора на балансировочном станке обеспечивает решение этой задачи.

3. НОВЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ДИНАМИКИ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО РОТОРА НА ПОДАТЛИВЫХ ОПОРАХ. МЕХАНИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА ОТ ЕГО НЕУРАВНОВЕШЕННОСТИ

3.1. Постановка задач

Отсутствие в природе абсолютно жестких тел предопределяет наличие конечной жесткости не только в рассмотренных выше (п. 2) изгибных деформациях оси ротора, но также у его опор и связанных с ними других элементов конструкций машины. Неуравновешенность ротора служит источником динамических воздействий на него, которые через опоры воспринимаются всеми элементами конструкции машины и вызывают их колебания. Поэтому неуравновешенность ротора в работающей машине проявляется в виде колебаний с частотой вращения этого агрегата любого направления в любой точке машины. Используя общепринятое допущение о функциональной (или близкой к ней) зависимости характеристик колебаний, генерируемых неуравновешенностью ротора, от характеристик его неуравновешенности, приходим к практически единственной возможности определения последних посредством замеров этих колебаний.

В балансировочных станках искусственно создается простейшая колебательная система «ротор – податливые опоры», заведомо предусматривающая направления и точки замера характеристик колебаний опор ротора, обеспечивая тем самым получение наиболее достоверной информации о характеристиках неуравновешенности балансируемого ротора, вызывающих эти колебания. При этом колебания опор ротора на балансировочном станке (рисунок 3.1, *а*) содержат крайне малое число помех от сторонних источников (например, привод станка, подшипники качения), которые к тому же фильтруются (рисунок 3.1, *б*) измерительными системами балансировочных станков.

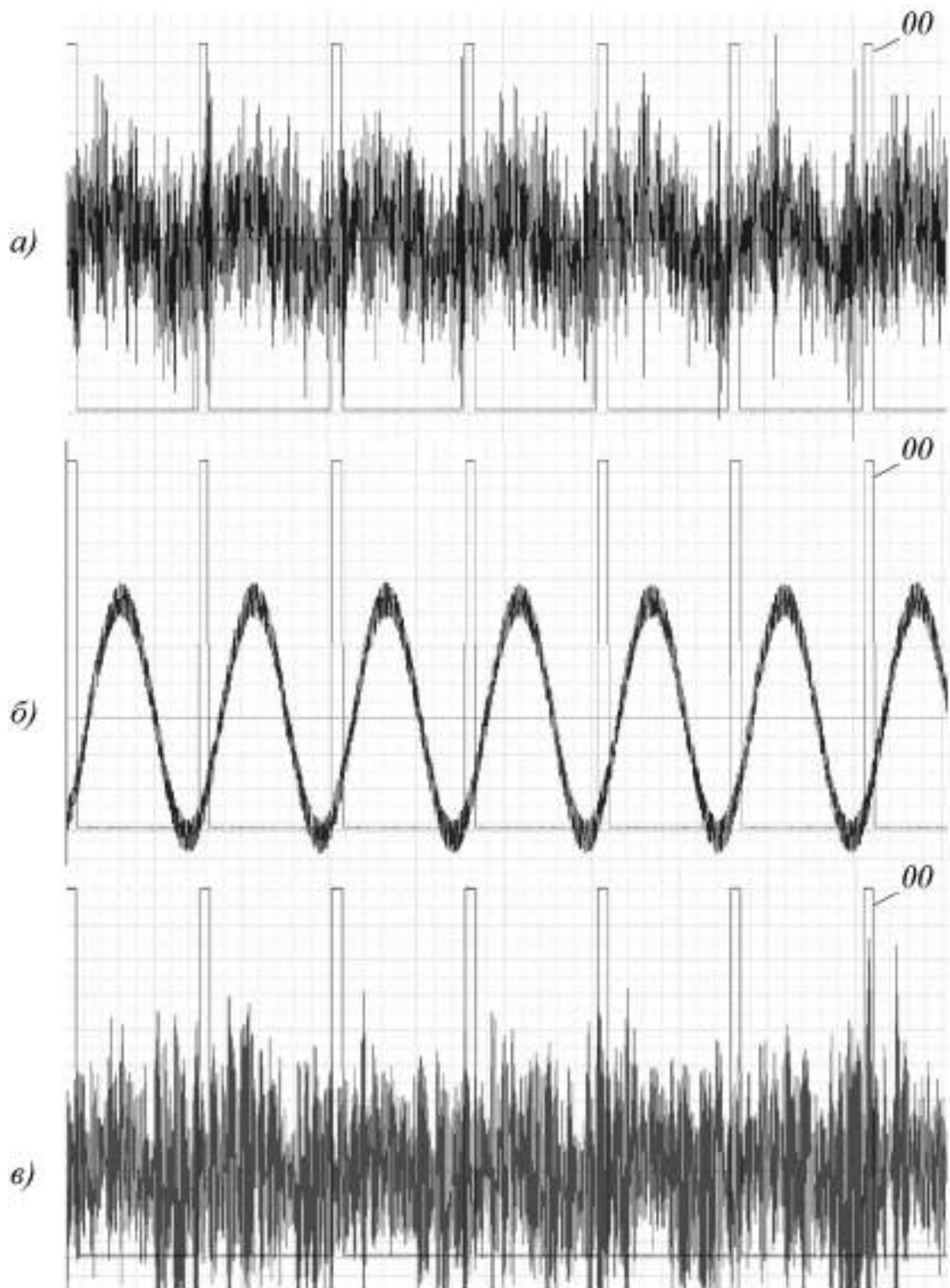


Рисунок 3.1 – Примеры регистрации колебательных процессов: *а* – опоры ротора на балансировочном станке без фильтрации сигнала; *б* – опоры ротора на балансировочном станке после фильтрации и усиления сигнала; *в* – рамы автомобиля, содержащего карданную передачу; *00* – отметчик оборотов, определяющий частоту и фазу выделяемой гармоники

В современных станках для этого используются различного рода аналоговые фильтры [103]. При этом колебания опор ротора на балансировочном станке с частотой его вращения практически полностью определяются характеристиками неуравновешенности ротора, что специально предусмотрено конструкцией станка.

Поскольку в реальной машине ее колебательная система, возбуждаемая усилиями от неуравновешенности вращающегося ротационного агрегата, является сложной (пространственной, многомассовой, многосвязной), амплитуды и фазы колебаний от неуравновешенности существенно разнятся в различных точках и направлениях регистрации этих колебаний. Изложенное выше обосновывает необходимость постановки при диагностировании качества его балансировки после монтажа на машине, которое производится при выходных производственных ее испытаниях, отдельно стоит задача поиска направлений и точек замера характеристик колебаний на частоте вращения ротационного агрегата, в которых эти характеристики наиболее зависят от неуравновешенности агрегата.

Существующие методы (например, [75]) априорного моделирования колебаний сложных динамических систем позволяют прогнозировать характеристики колебаний, возбуждаемых любым источником в любой точке машины. Эти методы успешно используются в проектных и исследовательских работах по созданию машин. Однако при анализе неуравновешенности конкретного ротационного агрегата на машине необходимы знания не прогнозных, а точных характеристик вибраций от неуравновешенности этого агрегата. Сложность практической реализации аналитических методов анализа колебаний машин, требующих значительного объема и большой достоверности исходных данных, а также низкая адекватность динамических моделей машин для исследований их колебаний, которые представляются, как правило, дискретными системами, заставляет решать задачу обоснования направлений и точек съема информации о колебаниях от неуравновешенности каждого ротора экспериментальными замерами колебательных процессов в различных направлениях в различных точках машины. Замеряемые при этом колебания в той или иной мере содержат информацию о неуравновешенности конкретного ротационного агрегата машины (рисунок 3.1, в). Однако наряду с гармоникой, генерируемой неуравновешенностью рассматриваемого агрегата, замеренный колебательный процесс содержит множество случайных и неслучайных компонентов в широком спектре частот,

генерируемых другими агрегатами машины. Уровень колебаний от последних может многократно превышать уровень колебаний от неуравновешенности рассматриваемого агрегата. Так, дисперсия гармоники от неуравновешенности ротора на машине может составлять менее 5 % от общей дисперсии фиксируемого колебательного процесса; на балансировочном станке эта цифра может составлять более 70 %.

Изложенное выше обосновывает необходимость постановки и решения как первоочередной задачи выделения в сложном колебательном процессе (будь то колебания опоры ротора на балансировочном станке или колебания любой точки машины, содержащие информацию о неуравновешенности рассматриваемого ротора) результирующей гармоники $\bar{A}_p = a_p \sin(2\pi ft + \varphi_p)$ с частотой f вращения ротора, амплитудой a_p и фазой φ_p . Использование для ее решения аналоговых фильтров даже для балансировочных станков не дает достаточной точности и приводит к значительному искажению фазовой характеристики выделяемой гармоники. Поэтому решение задачи будем искать методами математической фильтрации, лишенными этих недостатков.

В общем случае результирующая гармоника \bar{A}_p представляет собой сумму искомой (в дальнейшем ее будем называть «информативной») гармоники $\bar{A}_и = a_и \sin(2\pi ft + \varphi_и)$ от неуравновешенности рассматриваемого ротора ($a_и$ и $\varphi_и$ – амплитуда и фаза этой гармоники) и множества других гармоник с частотой f , генерируемых при работе машины иными источниками. Даже при идеальной уравновешенности рассматриваемого ротора в точках замера колебаний на машине может иметь место гармоника с частотой f , представляющая собой сумму гармоник этой частоты, возбуждаемых всеми другими источниками таких колебаний в работающей машине.

Для идентификации характеристик неуравновешенности ротора необходимо из \bar{A}_p выделить гармонику $\bar{A}_и$ – информативную часть \bar{A}_p , определяемую только характеристиками неуравновешенности рассматриваемого ротора. Это составляет следующую научную задачу настоящей главы, решение которой существенно зависит от природы и специфики проявления различного рода сторонних источников, генерирующих колебания в машине с частотой f гармоники $\bar{A}_и$.

Результатом решения последней задачи для всех возможных случаев проявления сторонних источников колебаний машины с частотой f будет разработка обобщенной методики выделения \bar{A}_i в сложном колебательном процессе и формализованный алгоритм решения этой задачи на ЭВМ.

Решение отмеченных выше задач направлено, в конечном счете, на создание принципиально новой механико-математической модели колебаний, генерируемых неуравновешенностью ротора. В отличие от традиционных моделей (1.13), (1.14), разрабатываемые модели будут строиться на раскрытии новых закономерностей динамики неуравновешенного ротора посредством учета ряда дополнительных факторов, не отраженных в отмеченных выше моделях.

Наконец, отдельно в настоящем разделе ставится и решается задача идентификации параметров механико-математических моделей колебаний ротора. С ее решением обеспечивается возможность практического использования построенных моделей в создании нового поколения балансировочных станков и балансировочных комплектов для балансировки роторов на месте.

3.2. Выделение в сложном колебательном процессе гармоник с заданной частотой

Рассмотрим наиболее общий случай колебательного процесса (рисунок 3.1, в) изменения перемещения, скорости и ускорения определенной точки в определенном направлении, который содержит отдельными компонентами:

- детерминированную гармонику с заданной частотой f колебаний;
- множество детерминированных гармоник с частотами, отличными от f (это множество может быть конечным или бесконечным – белый шум);
- случайные колебания, имеющие случайными амплитуду и/или фазу, и/или частоту.

Зафиксированная на рисунке 3.1, в реализация такого процесса есть сумма всех отмеченных компонентов. Реализации компонентов процессов на рисунке 3.1, а, б представляют собой частные случаи, вытекающие из общего при малом числе компонентов регистрируемого процесса колебаний.

На кафедре «Теория механизмов и машин» ДГТУ в работе [51] впервые был использован метод наименьших квадратов (МНК) для выделения в сложном колебательном процессе требуемой гармоники. Оцифрованный с частотой дискретизации F массив из N значений y_i анализируемого сложного колебательного процесса для $i = 1 \dots N$ аппроксимировали зависимостью:

$$\begin{aligned} y(t) &= a_p \sin(\omega t + \varphi_p) = a_p \sin \omega t \cos \varphi_p + a_p \cos \omega t \sin \varphi_p = \\ &= Ax_1(t) + Bx_2(t), \end{aligned} \quad (3.1)$$

где $A = a_p \cos \varphi_p$, $B = a_p \sin \varphi_p$ – определяемые по МНК эмпирические коэффициенты, зависящие от значений амплитуды a_p и фазы φ_p искомой гармоники с угловой частотой $\omega = 2\pi f$, выделяемой из анализируемого колебательного процесса; $x_1(t) = \sin 2\pi f t$, $x_2(t) = \cos 2\pi f t$ – величины, определенные для каждого $t = t_i = i/F$, при котором в оцифрованном массиве зафиксировано значение y_i .

Окончательные выражения МНК для нахождения значений A и B представляются как (индексы суммирования от $i = 1$ по $i = N$ опущены):

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{\sum x_{1i}^2} \left[\sum x_{1i} y_i - \frac{\sum x_{1i}^2 \sum x_{2i} y_i - \sum x_{1i} x_{2i} \sum x_{1i} y_i}{\sum x_{1i}^2 \sum x_{2i}^2 - (\sum x_{1i} x_{2i})^2} \sum x_{1i} x_{2i} \right]; \\ B &= \left[\frac{\sum x_{1i}^2 \sum x_{2i} y_i - \sum x_{1i} x_{2i} \sum x_{1i} y_i}{\sum x_{1i}^2 \sum x_{2i}^2 - (\sum x_{1i} x_{2i})^2} \right]. \end{aligned} \quad (3.2)$$

С расчетом A и B амплитуду a_p и фазу φ_p выделяемой гармоники с частотой f находим как

$$a_p = \sqrt{A^2 + B^2}; \quad \varphi_p = \text{sign}(B) \arccos \frac{A}{a_p}. \quad (3.3)$$

Изложенный выше алгоритм математической фильтрации колебательного процесса любой сложности, формализованный для реализации на ЭВМ, дал хорошие результаты при $F = 1$ кГц и $f < 17$ Гц. Повышение частоты F дискретизации АЦП, необходимое для выделения в сложном колебательном процессе гармоник с частотой f до 100 Гц, требует формирования и последующей обработки по МНК очень больших цифровых массивов, выходящих за пределы ресурсов памяти управляющих ЭВМ. Кроме того, этот алгоритм осуществляет обработку только предварительно сформированного полного массива исходных, полученных оцифровкой анализируемой

конечной реализации колебательного процесса. Для получения достаточно достоверного результата обработки по МНК эта реализация должна содержать не менее 10 периодов отыскиваемой гармоники. Как следствие, длительность анализируемой по МНК реализации должна составлять $T_p \geq 10/f$, а объем обрабатываемого массива $N \geq T_p \cdot F = 10F/f$. Расчет по последней зависимости показывает, что значение N может достигать десятков тысяч. Поэтому целесообразным оказалось использование для математической фильтрации сложного колебательного процесса рекуррентного метода наименьших квадратов (РМНК) [49], позволяющего оценить значения эмпирических коэффициентов $A = A(k)$, $B = B(k)$ на каждом k -м шаге обработки массива $k = 1, 2, \dots$ оцифрованных данных реализации процесса. Эта оценка осуществляется с помощью алгоритма (индексы суммирования от $i = 1$ до $i = k$ опущены):

$$\begin{aligned}
 g_1(k) &= \sum x_{1i}^2; \quad g_2(k) = \sum x_{2i}^2; \quad g_3(k) = \sum x_{1i}x_{2i}; \\
 g_4(k) &= \sum x_{1i}y_i; \quad g_5(k) = \sum x_{2i}y_i; \\
 A(k) &= \frac{1}{g_1(k)} \left[g_4(k) - \frac{g_1(k)g_5(k) - g_3(k)g_4(k)}{g_1(k)g_2(k) - (g_3(k))^2} g_3(k) \right]; \\
 B(k) &= \frac{g_1(k)g_5(k) - g_3(k)g_4(k)}{g_1(k)g_2(k) - (g_3(k))^2}.
 \end{aligned} \tag{3.4}$$

Для оценки значений A и B на следующем $(k+1)$ -м шаге значения $g_1(k+1) \dots g_5(k+1)$ вычисляются рекурсивно:

$$\begin{aligned}
 g_1(k+1) &= g_1(k) + (x_1(k+1))^2; \quad g_2(k+1) = g_2(k) + (x_2(k+1))^2; \\
 g_3(k+1) &= g_3(k) + x_1(k+1)x_2(k+1); \\
 g_4(k+1) &= g_4(k) + x_1(k+1)y(k+1); \\
 g_5(k+1) &= g_5(k) + x_2(k+1)y(k+1).
 \end{aligned} \tag{3.5}$$

Эти значения подставляются в (3.4) для нахождения $A = A(k+1)$, $B = B(k+1)$ – оценок характеристик гармоники с частотой f в составе сложного колебательного процесса на $(k+1)$ -м последовательном шаге расчетов, который производится сразу же с появлением $(k+1)$ -го элемента массива оцифровки этого процесса.

К достоинствам РМНК следует отнести не только возможность обработки цифровых массивов практически неограниченного объема, но и расширение его возможностей по быстродействию, повышению точности и достоверности результатов расчетов посредством осуществления его следующих доработок.

Достаточно быстрая сходимость РМНК в определении эмпирических коэффициентов A и B позволяет считать достаточно достоверными значения $A = A(k+1)$, $B = B(k+1)$, или:

$$\frac{|A(k+1) - A(k)|}{A(k+1)} \leq \varepsilon; \quad \frac{|B(k+1) - B(k)|}{B(k+1)} \leq \varepsilon; \quad (3.6)$$

где ε – малое число.

С выполнением этих условий, в качестве оценок значений A и B выделяемой гармоники принимаются $\tilde{A} = A(k+1)$, $\tilde{B} = B(k+1)$. Такой результат может быть получен по оцифровке достаточно малой по времени реализации исследуемого колебательного процесса, поэтому найденные \tilde{A} и \tilde{B} являются случайными величинами для полной реализации колебательного процесса. Осуществляя определение оценок \tilde{A}_i , \tilde{B}_i последовательно для отрезков $i = 1 \dots n$ реализации исследуемого колебательного процесса, принимаем как наиболее достоверные значения характеристик выделяемой гармоники следующие:

$$A = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \tilde{A}_i; \quad B = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \tilde{B}_i; \quad (3.7)$$

Последние с помощью (3.3) позволяют найти амплитуду a_p и фазу φ_p результирующей гармоники \bar{A}_p с заданной частотой f , входящей в состав анализируемого колебательного процесса.

3.3. Отделение в результирующей гармонике \bar{A}_p информативной части \bar{A}_n

Представленный выше способ математической фильтрации колебательного процесса с помощью РМНК вполне адекватен для условий определения неуравновешенности ротора на балансировочном станке. Конструкция последнего заведомо исключает иные (кроме неуравновешенности) сторонние источники колебаний опор станка с частотой вращения балансируемого изделия. Следствием последнего является тот факт, что при каждом повторном запуске балансировочного станка без проведения корректировки дисбалансов установленного на нем ротора измерительная система фиксирует одни и те же значения характеристик его неуравновешенности. Это

значит, что и характеристики колебаний опор неуравновешенного ротора при различных запусках станка будут иметь одни и те же значения.

Иначе дело обстоит с замерах и выделением по РМНК результирующей гармонике с частотой вращения неуравновешенного ротационного агрегата по месту его установки непосредственно на машине. Здесь, помимо неуравновешенности рассматриваемого агрегата, могут иметь место и другие, отмеченные в п.3.1, сторонние источники детерминированных колебаний с частотой f вращения этого агрегата. В общем случае к ним можно отнести:

- другие ротационные агрегаты, имеющие ту же скорость вращения, что и рассматриваемый;

- двигатели внутреннего сгорания и шарнирно-рычажные механизмы, создающие при работе динамические воздействия и вибрации в широком и практически непрерывном спектре частот, который может содержать и частоту f гармонике $\bar{A}_и$;

- погрешности исполнения элементов передач (шкивов, зубчатых колес и пр.) привода рассматриваемого ротора. Так, радиальное биение этих элементов приводит при работе машины к периодическим внутренним деформациям элементов конструкции машины, создающим гармонические воздействия с частотой f [75,79].

Случай, когда машина содержит n_k ротационных агрегатов, имеющих одинаковую скорость вращения и образующих так называемую роторную систему, не требует выделения отдельных гармоник $\bar{A}_{ик}$ от неуравновешенности каждого $k = 1 \dots n_k$ такого агрегата. Вопросы балансировки решаются в этом случае не для каждого ротора, а для роторной системы в целом по специальной методике, разрабатываемой ниже в п. 3.6.

Чем меньше сторонних источников колебаний с частотой f имеет место в машине, тем проще выделение $\bar{A}_и$ из $\bar{A}_р$, тем надежнее и достовернее определение ее характеристик. В связи с этим при решении вопросов балансировки ротора на машине стремятся отключить приводы максимально большего числа ее других агрегатов. По возможности используют даже индивидуальный привод рассматриваемого ротора на машине с помощью приводной колонки. Этим, как и на балансировочном станке, практически полностью устраняются сторонние источники колебаний с частотой f , обеспечивая равенство $\bar{A}_и \approx \bar{A}_р$.

Рассмотрим далее случай наличия в машине n_c сторонних агрегатов, каждый из которых генерирует в точке регистрации колебательного процесса гармонику $\bar{A}_a = a_a \sin(2\pi ft + \varphi_a)$ с амплитудой a_a и фазой φ_a , $i = 1 \dots n_c$. На валу рассматриваемого ротора этой машины расположено $n_\pi \geq 1$ элементов передач, погрешность исполнения каждого из которых будет генерировать в точке замера колебательного процесса гармонику $\bar{A}_w = a_w \sin(2\pi ft + \varphi_w)$ с амплитудой a_w и фазой φ_w , $j = 1 \dots n_\pi$. Так как все эти гармоники имеют одну частоту f , в общем случае

$$\bar{A}_p = \bar{A}_n + \bar{A}_c + \bar{A}_\pi, \quad (3.8)$$

где

$$\bar{A}_c = \sum_{i=1}^{n_c} \bar{A}_{ci} = a_c \sin(2\pi ft + \varphi_c), \quad (3.9)$$

– суммарная гармоника с амплитудой a_c и фазой φ_c от всех сторонних агрегатов машины;

$$\bar{A}_\pi = \sum_{j=1}^{n_\pi} \bar{A}_{\pi j} = a_\pi \sin(2\pi ft + \varphi_\pi), \quad (3.10)$$

– суммарная гармоника с амплитудой a_π и фазой φ_π от погрешностей исполнения всех элементов передач рассматриваемого ротора на машине.

Таким образом, задача отделения в результирующей гармонике \bar{A}_p информативной части \bar{A}_n сводится к определению параметров гармоник \bar{A}_c и \bar{A}_π и (при определенном \bar{A}_p (см. п. 3.2)) нахождению

$$\bar{A}_n = \bar{A}_p - \bar{A}_c - \bar{A}_\pi. \quad (3.11)$$

Рассматривая сначала определение \bar{A}_c и нахождение

$$\bar{A}_n + \bar{A}_\pi = \bar{A}_p - \bar{A}_c, \quad (3.12)$$

заметим, что методика отыскания \bar{A}_c определяется характером связи (привода) рассматриваемого ротационного агрегата, соединяющей его с другими агрегатами машины. Механизм этого привода может допускать и не допускать отключение рассматриваемого агрегата от включенных остальных агрегатов. Эти два случая требуют отдельного рассмотрения.

3.3.1. Привод ротора допускает его отключение

Механизм такого привода представляет собой фрикционную или кулачковую муфту, леникс или иное устройство, допускающее конечный проворот рассматриваемого ротора относительно остальных агрегатов перед каждым его запуском. Конечный проворот остальных агрегатов друг относительно друга не происходит, так как при наличии такой возможности эти агрегаты должны быть отключены при исходной регистрации колебательного процесса. Поэтому все эти агрегаты и будут создавать в точке замера колебательного процесса гармонику \bar{A}_c , параметры которой по (3.9) от пуска к пуску рассматриваемого ротора будут неизменными в системе координат, связанной с машиной.

При тех же условиях, в системе координат, связанной с рассматриваемым ротором, параметр a_c гармоники \bar{A}_c сохраняет свое значение, однако фаза φ_c этой гармоники будет меняться от пуска к пуску рассматриваемого агрегата из-за отмеченной выше возможности его конечного относительного проворота.

Изложенное приводит к тому, что, осуществляя на одной и той же машине, в одном и том же ее кинематическом режиме, в одной и той же ее точке, в одном и том же направлении n_p регистраций колебательного процесса при n_p запусках рассматриваемого ротора и выделяя в каждой $i = 1 \dots n_p$ реализации гармонику \bar{A}_{pi} , можем получить совершенно несравнимые значения их параметров при различных i . В каждой из этих реализаций имеет место случайное значение угла ψ_i проворота рассматриваемого ротора относительно остальных агрегатов. Поэтому случайной, но сохраняющей постоянное значение в каждой i -й реализации колебательного процесса, будет фаза φ_{ci} гармоники \bar{A}_c , амплитуда a_c которой будет сохранять постоянное значение во всех n_p реализациях колебательного процесса. Это и объясняет возможность появления значительных различий параметров гармоники \bar{A}_p , выявленных по различным реализациям колебательного процесса.

На рисунке 3.2 представлена схема формирования гармоники \bar{A}_{pi} , выделенной из i -й реализации колебательного процесса. Компонентами этой гармоники являются:

- неизвестная гармоника $\bar{A}_a = \bar{A}_и + \bar{A}_п$ с амплитудой a_a и фазой φ_a , генерируемая неуравновешенностью и погрешностями геометрии элементов передач привода рассматриваемого ротора;

- неизвестная гармоника

$$\bar{A}_{ci} = a_c \sin(2\pi ft + \varphi_{ci}), \quad (3.13)$$

с неслучайной амплитудой a_c и случайной фазой φ_{ci} .

Из рисунка 3.2, по теореме косинусов, следует:

$$a_{pi}^2 + a_a^2 - 2a_{pi}a_a \cos(\varphi_{pi} - \varphi_a) = a_c^2, \quad (3.14)$$

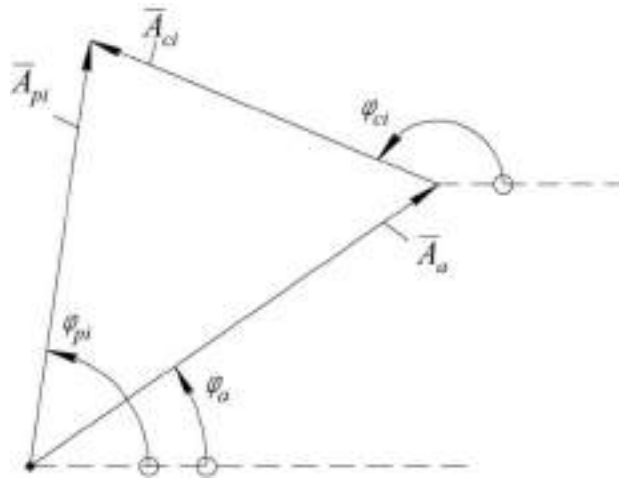


Рисунок 3.2 – Формирование гармоники \bar{A}_{pi} в i -й реализации колебательного процесса с приводом ротора, допускающим его отключение

С регистрацией i -й реализации колебательного процесса и выделением из нее гармоники \bar{A}_{pi} становятся определенными значения ее амплитуды a_{pi} и фазы φ_{pi} . Осуществляя регистрацию и обработку трех таких реализаций при последовательном отключении рассматриваемого агрегата от привода ($n_p = 3$), на основании (3.14) при $i = 1 \dots 3$ получаем:

$$\left. \begin{aligned} a_{p1}^2 + a_a^2 - 2a_{p1}a_a \cos(\varphi_{p1} - \varphi_a) &= a_c^2 \\ a_{p2}^2 + a_a^2 - 2a_{p2}a_a \cos(\varphi_{p2} - \varphi_a) &= a_c^2 \\ a_{p3}^2 + a_a^2 - 2a_{p3}a_a \cos(\varphi_{p3} - \varphi_a) &= a_c^2 \end{aligned} \right\}, \quad (3.15)$$

где значения a_{pi} , φ_{pi} определены для всех $i = 1 \dots 3$.

Решение системы (3.15) находим по следующему алгоритму:

$$\begin{aligned} \Delta &= (a_{p2} \cos \varphi_{p2} - a_{p1} \cos \varphi_{p1}) (a_{p3} \sin \varphi_{p3} - a_{p1} \sin \varphi_{p1}) - \\ &\quad - (a_{p2} \sin \varphi_{p2} - a_{p1} \sin \varphi_{p1}) (a_{p3} \cos \varphi_{p3} - a_{p1} \cos \varphi_{p1}); \\ \Delta_1 &= \frac{a_{p2}^2 - a_{p1}^2}{2} (a_{p3} \sin \varphi_{p3} - a_{p1} \sin \varphi_{p1}) - \\ &\quad - \frac{a_{p3}^2 - a_{p1}^2}{2} (a_{p2} \sin \varphi_{p2} - a_{p1} \sin \varphi_{p1}); \\ \Delta_2 &= \frac{a_{p3}^2 - a_{p1}^2}{2} (a_{p2} \cos \varphi_{p2} - a_{p1} \cos \varphi_{p1}) - \\ &\quad - \frac{a_{p2}^2 - a_{p1}^2}{2} (a_{p3} \cos \varphi_{p3} - a_{p1} \cos \varphi_{p1}); \\ x &= \frac{\Delta_1}{\Delta}; \quad y = \frac{\Delta_2}{\Delta}; \quad a_a = \sqrt{x^2 + y^2}; \quad \varphi_a = \text{sign}(y) \arccos \frac{x}{a_a}; \\ a_c &= \sqrt{a_{p1}^2 + a_a^2 - 2a_{p1}a_a \cos(\varphi_a - \varphi_{p1})}. \end{aligned} \tag{3.16}$$

При решении вопросов балансировки или диагностирования качества балансировки ротора на машине с использованием представленного метода и алгоритма (3.16) могут встретиться следующие частные случаи, требующие особого подхода:

- выявление гармоник \bar{A}_{pi} обработкой регистрируемых колебательных процессов дает незначительное (в пределах погрешностей замеров) расхождение параметров a_{pi} и φ_{pi} этой гармоники по всем $i = 1 \dots n$. Это свидетельствует о практическом отсутствии или пренебрежимой малости амплитуды a_c от сторонних источников в регистрируемых колебательных процессах. В последующих расчетах этот случай требует использования осредненных параметров гармоники \bar{A}_a , отыскиваемых по уравнениям для расчета a_a и φ_a из алгоритма (3.16), в которых

$$x = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 a_{pi} \cos \varphi_{pi}; \quad y = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 a_{pi} \sin \varphi_{pi}; \tag{3.17}$$

- из-за случайности угла ψ_i в двух зарегистрированных реализациях колебательного процесса эти углы оказались практически одинаковыми (взаимное

расхождение выявленных значений a_{pi} и φ_{pi} этих реализаций не превысило 5 %). Значения этих параметров для третьей реализации случайно или неслучайно существенно отличается от совпадающих. Расчет по алгоритму (3.16) в этом случае ведет к значительной ошибке. Исключение ее требует проведения дополнительных регистраций колебательных процессов при новых запусках рассматриваемого ротора и их обработки для обоснования возможности или невозможности пренебрежения гармоникой \bar{A}_c для последующего определения a_a , φ_a по алгоритму (3.16) или (3.17).

3.3.2. Привод ротора не допускает его отключения

В отличие от рассмотренного выше случая, такой «жесткий» привод рассматриваемого ротационного агрегата исключает возможность остановки его вращения без отключения всех остальных агрегатов машины. Конечный проворот рассматриваемого ротора относительно других, задействованных вместе с ним, агрегатов невозможен, так как кинематическая цепь привода рассматриваемого ротора не содержит устройств отключения его вращения, оговоренных в п.3.3.1. Поэтому во всех реализациях колебательного процесса относительная фаза гармоник \bar{A}_a и \bar{A}_c имеет одно и то же значение $(\varphi_a - \varphi_c) = const$.

На рисунке 3.3 сплошными линиями показана схема формирования гармоники

$$\bar{A}_{p1} = \bar{A}_a + \bar{A}_c. \quad (3.18)$$

выделенной из регистрации колебательного процесса. Повышение надежности определения характеристик a_{p1} , φ_{p1} этой гармоники достигается осреднением результатов расчетов этих характеристик по $k = 1, 2, \dots$ реализациям колебательного процесса с пошаговым использованием нижеследующего алгоритма при $i = 1$:

$$x_k = \frac{1}{k} \sum_{p=1}^k a_{pik} \cos \varphi_{pik}; \quad y_k = \frac{1}{k} \sum_{p=1}^k a_{pik} \sin \varphi_{pik};$$

$$x_{k+1} = \frac{1}{k+1} \left(x_k k + a_{pi(k+1)} \cos \varphi_{pi(k+1)} \right); \quad (3.19)$$

$$y_{k+1} = \frac{1}{k+1} \left(y_k k + a_{pi(k+1)} \sin \varphi_{pi(k+1)} \right).$$

Если на $(k + 1)$ -м шаге, $(k + 1) \geq 3$, одновременно выполняются условия:

$$\frac{|x_{k+1} - x_k|}{x_{k+1}} \leq 0,05; \frac{|y_{k+1} - y_k|}{y_{k+1}} \leq 0,05, \quad (3.20)$$

то принимается:

$$a_{pi} = \sqrt{x_{k+1}^2 + y_{k+1}^2}; \varphi_{pi} = \text{sign}(y_{k+1}) \arccos \frac{x_{k+1}}{a_{pi}}, \quad (3.21)$$

Результатами расчета по этому алгоритму будут значения a_{p1} , φ_{p1} параметров гармоники \bar{A}_{pi} по (3.18).

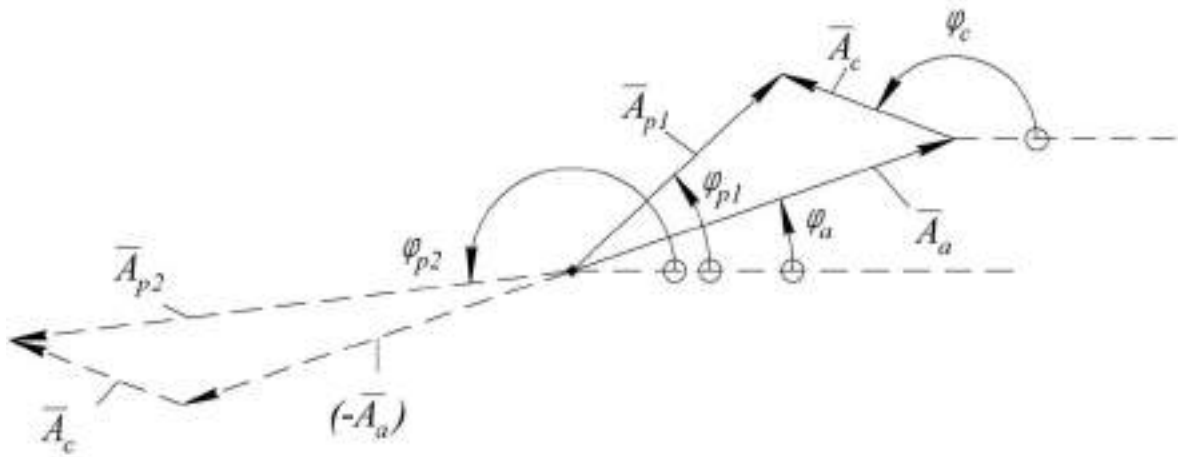


Рисунок 3.3 – Формирование гармоник \bar{A}_{p1} , \bar{A}_{p2} для ротора с приводом, не допускающим его отключение

Развернем рассматриваемый ротор на 180° относительно других агрегатов. Для этого необходимо частично демонтировать его привод, что в преобладающем большинстве конструкций машин не вызывает затруднений. С приведением этого ротора во вращение с той же скоростью производятся замеры колебательных процессов в той же точке. Обработка этих замеров осуществляется с помощью алгоритмов (3.19) – (3.21) при $i = 2$. Результатами расчетов будут значения a_{p2} , φ_{p2} параметров гармоники

$$\bar{A}_{p2} = -\bar{A}_a + \bar{A}_c, \quad (3.22)$$

схема формирования которой представлена на рисунке 3.3 пунктирными линиями.

Вычитая из (3.18) (3.22), нашли

$$\bar{A}_a = 0,5 \cdot (\bar{A}_{p1} - \bar{A}_{p2}); \quad (3.23)$$

что позволяет получить

$$x = 0,5(a_{p1} \cos \varphi_{p1} - a_{p2} \cos \varphi_{p2}); y = 0,5(a_{p1} \sin \varphi_{p1} - a_{p2} \sin \varphi_{p2}) \quad (3.24)$$

и найти искомые параметры a_a , φ_a гармоники \bar{A}_a по соответствующим уравнениям алгоритма (3.16). Учитывая при этом, что после проворота и испытания рассматриваемого ротора его обратный проворот не имеет смысла, при дальнейшем решении задач балансировки этого ротора следует полагать $\varphi_a = \varphi_a + \pi$.

Из (3.22) найдем

$$\bar{A}_c = \bar{A}_{p2} + \bar{A}_a, \quad (3.25)$$

откуда амплитуду a_c и фазу φ_c гармоники \bar{A}_c , генерируемой сторонними источниками в точке замера колебательного процесса и имеющей частоту f , определяем следующим алгоритмом:

$$\begin{aligned} x_c &= a_{p2} \cos \varphi_{p2} - a_a \cos(\varphi_a - \pi); \quad y_c = a_{p2} \sin \varphi_{p2} - a_a \sin(\varphi_a - \pi); \\ a_c &= \sqrt{x_c^2 + y_c^2}; \quad \varphi_c = \text{sign}(y_c) \arccos \frac{x_c}{a_c} \end{aligned} \quad (3.26)$$

В частном случае, когда замеры колебательных процессов и расчеты параметров гармоник \bar{A}_{p1} , \bar{A}_{p2} выявят, что

$$\left| \frac{a_{p1} - a_{p2}}{a_{p1}} \right| \leq 0,05; \quad \varphi_{p1} - \varphi_{p2} + \pi = 2k\pi \pm 0,07; \quad k = 0; 1 \quad (3.27)$$

имеем: $\bar{A}_c \approx 0$, $a_a = a_{p2}$; $\varphi_a = \varphi_{p2}$.

3.3.3. Отделение гармоники, генерируемой погрешностями исполнения привода ротора

Представленные в пп. 3.3.1, 3.3.2 методики позволяют устанавливать параметры a_a , φ_a гармоники

$$\bar{A}_a = \bar{A}_И + \bar{A}_П, \quad (3.28)$$

генерируемой неуравновешенностью ($\bar{A}_И$) и погрешностями передач привода ($\bar{A}_П$) рассматриваемого ротационного агрегата машины на частоте f . Для отделения друг от друга компонентов $\bar{A}_И$ и $\bar{A}_П$ гармоники \bar{A}_a необходимо провести замеры и соответствующую обработку колебательных процессов при различных значениях относительных фазовых сдвигов этих компонентов. Реализация таких сдвигов

практически возможна лишь в случаях, когда конструкция соединения всех элементов привода (шкивов, звездочек, зубчатых колес, полумуфт) с валом рассматриваемого ротора допускает возможность их одновременного проворота относительно вала. Такую возможность создают шлицевые, клеммовые соединения, соединения с двумя диаметрально противоположными шпоночными пазами на элементе передач.

Рассматривая далее отмеченный случай, будем исходить из допущения об отсутствии или пренебрежимой малости дополнительных разбалансировок, которые могут возникнуть при провороте элемента передачи относительно его посадочного места на валу рассматриваемого ротационного агрегата машины. При этом методики разделения компонентов $\bar{A}_И$ и $\bar{A}_П$ гармоники \bar{A}_a для рассмотренных в пп. 3.3.1, 3.3.2 условий ее выделения различны и требуют отдельного рассмотрения.

Если привод рассматриваемого ротора при различных его запусках допускает случайный проворот этого ротора относительно других агрегатов машины, то разделение \bar{A}_a , выявленной по методике п. 3.3.1, на составляющие $\bar{A}_И$ и $\bar{A}_П$ требует последующего проворота всех элементов передач привода, смонтированных на валу ротора, на 180° и повторного проведения замеров и расчетов, предусмотренных п. 3.3.1. Результатами будут параметры a_{a1} , φ_{a1} гармоники

$$\bar{A}_{a1} = \bar{A}_И - \bar{A}_П, \quad (3.29)$$

На рисунке 3.4 представлены схемы формирования гармоники \bar{A}_a по (3.28), определенной до проворота на 180° элементов передач, установленных на валу рассматриваемого ротора (сплошные линии), и гармоники \bar{A}_{a1} , определенной после этого проворота (пунктирные линии).

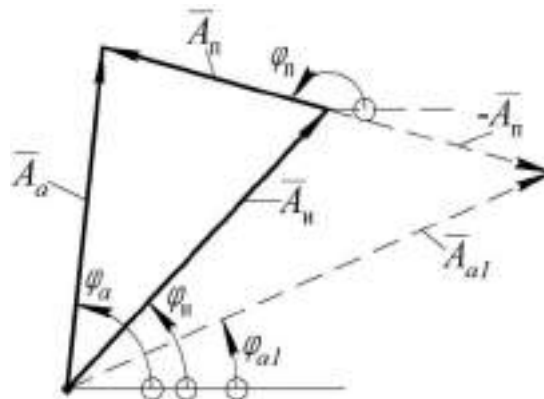


Рисунок 3.4 – К определению $\bar{A}_И$ для привода, допускающего при пуске случайный конечный проворот ротора

Суммируя (3.28) и (3.29), находим

$$\bar{A}_И = 0,5(\bar{A}_a + \bar{A}_{a1}), \quad (3.30)$$

Поскольку характеристики a_a , φ_a , a_{a1} , φ_{a1} , гармоник правой части (3.30) определены, используя алгоритм:

$$\begin{aligned} x_И = 0,5(a_a \cos \varphi_a + a_{a1} \cos \varphi_{a1}); y_И = 0,5(a_a \sin \varphi_a + a_{a1} \sin \varphi_{a1}); \\ a_И = \sqrt{x_И^2 + y_И^2}; \varphi_И = \text{sign}(y_И) \arccos \frac{x_И}{a_И} \end{aligned} \quad (3.31)$$

находим параметры информативной гармоники $\bar{A}_И$, зависящие только от характеристик неуравновешенности рассматриваемого ротора.

Если привод рассматриваемого ротора при различных его запусках не допускает случайного конечного проворота этого ротора относительно других агрегатов машины, то разделение \bar{A}_a , выявленной по методике п. 3.3.2, на составляющие $\bar{A}_И$ и $\bar{A}_П$ требует, аналогичного проворота всех элементов передач привода на 180° , замера после этого колебательного процесса и выделения из него гармоники \bar{A}_{p3} по методике п. 3.2.

На рисунке 3.5 представлены схемы формирования гармоник, выделяемых при различных условиях замера колебательного процесса:

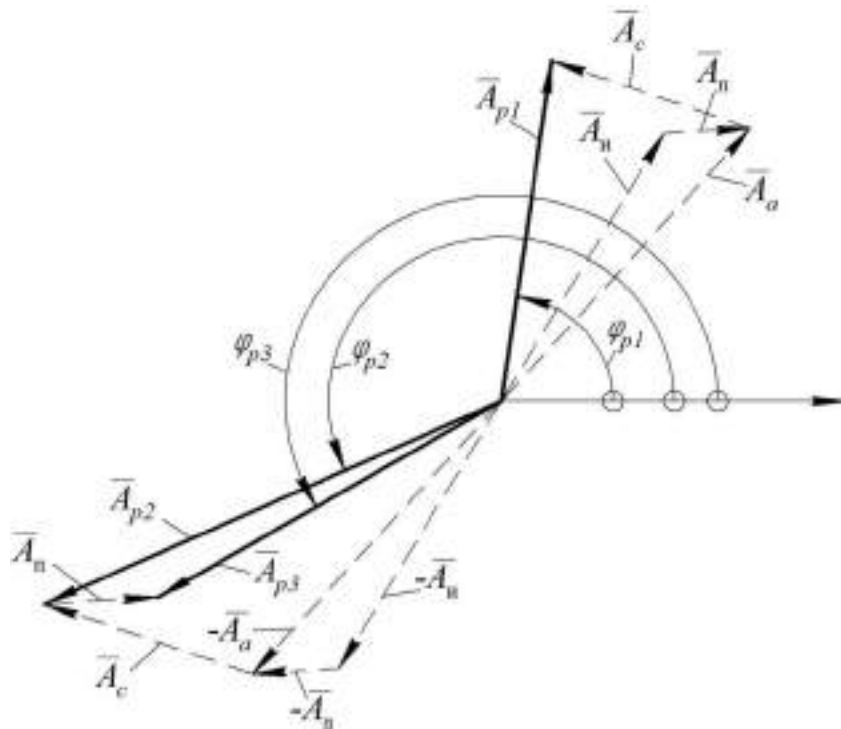


Рис. 3.5. К определению $\bar{A}_И$ для привода, не допускающего при пуске случайного конечного проворота ротора

• гармоника \bar{A}_{p1} с параметрами a_{p1} , φ_{p1} , выделенная из колебательного процесса при исходном состоянии рассматриваемого ротационного агрегата:

$$\bar{A}_{p1} = \bar{A}_a + \bar{A}_c = \bar{A}_и + \bar{A}_п + \bar{A}_c; \quad (3.32)$$

• гармоника \bar{A}_{p2} с параметрами a_{p2} , φ_{p2} , выделенная из колебательного процесса, зафиксированного после проворота рассматриваемого ротора на 180° относительно других агрегатов машины:

$$\bar{A}_{p2} = -\bar{A}_a + \bar{A}_c = -\bar{A}_и - \bar{A}_п + \bar{A}_c; \quad (3.33)$$

• гармоника \bar{A}_{p3} с параметрами a_{p3} , φ_{p3} , выделенная из колебательного процесса, зафиксированного у ротора, прошедшего определение \bar{A}_{p2} , после проворота на 180° всех элементов передач этого ротора:

$$\bar{A}_{p3} = -\bar{A}_и - \bar{A}_п + \bar{A}_c + \bar{A}_п = -\bar{A}_и + \bar{A}_c. \quad (3.34)$$

Суммируя (3.32), (3.33), находим $\bar{A}_c = 0,5(\bar{A}_{p1} + \bar{A}_{p2})$, что после подстановки в (3.34) позволяет получить

$$\bar{A}_и = 0,5(\bar{A}_{p1} + \bar{A}_{p2}) - \bar{A}_{p3}. \quad (3.35)$$

Поскольку характеристики a_{p1} , φ_{p1} , a_{p2} , φ_{p2} , a_{p3} , φ_{p3} гармоник правой части (3.35) определены, используя алгоритм:

$$\begin{aligned} x_и &= 0,5(a_{p1} \cos \varphi_{p1} + a_{p2} \cos \varphi_{p2}) - a_{p3} \cos \varphi_{p3}; \\ y_и &= 0,5(a_{p1} \sin \varphi_{p1} + a_{p2} \sin \varphi_{p2}) - a_{p3} \sin \varphi_{p3}; \end{aligned} \quad (3.36)$$

$$a_и = \sqrt{x_и^2 + y_и^2}; \quad \varphi_и = \text{sign}(y_и) \arccos \frac{x_и}{a_и}$$

находим для рассматриваемого случая параметры информативной гармоники $\bar{A}_и$, зависящие только от характеристик неуравновешенности рассматриваемого ротора.

Так как конечной целью всех проводимых замеров и расчетов является выделение гармоники $\bar{A}_и$, то для последнего случая излишним является предварительное определение гармоники \bar{A}_a по методике п. 3.3.2 с проведением расчетов гармоники \bar{A}_{p2} . Для выделения $\bar{A}_и$ в этом случае замеры и обработку результатов надо проводить только для выявления параметров гармоники \bar{A}_{p1} по условиям (3.32) и гармоники \bar{A}_{p3} по условиям (3.34). Последний замер проводится после проворота ротора в сборе

относительно других агрегатов машины на 180° и поворота рабочих элементов всех передач ротора относительно их посадочных мест на валу на 180° .

Для случая, когда проворот элементов передач не допускается соединением этих элементов с валом ротора (например, шпонкой с одним шпоночным пазом на элементе передачи), гармоника \bar{A}_H может быть отделена от \bar{A}_a только в случае, когда $\bar{A}_c = 0$.

Поясняя последнее, заметим, что в общем случае частота вращения $n = 60f$ рассматриваемого ротора может быть изменена вариацией частоты вращения приводного двигателя вариатором или коробкой скоростей. При этом отдельные или все компоненты $\bar{A}_c \neq 0$ по (3.9) могут иметь инерционную природу и менять свои характеристики с изменением n ; меняет свои характеристики и гармоника \bar{A}_H , требующая отделения. При вращении рассматриваемого ротора в дорезонансном режиме с вариацией n амплитуда и фаза \bar{A}_H изменяться не будут, так как эта гармоника возбуждается не инерционными усилиями, а является следствием деформаций связей ротора из-за наличия погрешностей исполнения элементов его передач. Однако при этом амплитуда a_H гармоники \bar{A}_H будет изменяться пропорционально n^2 .

Если предварительным анализом установлено, что для рассматриваемого ротора $\bar{A}_c = 0$, то, производя регистрацию и обработку колебательных процессов на двух частотах n и $n_1 < n$ вращения ротора, найдем $\bar{A}_a = \bar{A}_p$, $\bar{A}_{a1} = \bar{A}_{p1}$, определяемые как

$$\bar{A}_a = \bar{A}_H + \bar{A}_H; \bar{A}_{a1} = \bar{A}_{H1} + \bar{A}_H; \frac{\bar{A}_H}{\bar{A}_{H1}} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^2. \quad (3.37)$$

Имея определенными параметры a_a , φ_a , a_{a1} , φ_{a1} , гармоник \bar{A}_a , \bar{A}_{a1} , решая (3.37) как систему, с помощью алгоритма:

$$x_H = \frac{n^2}{n^2 - n_1^2} (a_a \cos \varphi_a - a_{a1} \cos \varphi_{a1}); y_H = \frac{n^2}{n^2 - n_1^2} (a_a \sin \varphi_a - a_{a1} \sin \varphi_{a1}); \quad (3.38)$$

$$a_H = \sqrt{x_H^2 + y_H^2}; \varphi_H = \text{sign}(y_H) \arccos \frac{x_H}{a_H}$$

находим параметры информативной гармоники для рассматриваемого случая.

При отсутствии возможности проворота элементов передач рассматриваемого ротора и $\bar{A}_c \neq 0$ разделение \bar{A}_a на гармоники \bar{A}_H и \bar{A}_H не представляется возможным.

Решение вопросов балансировки ротора в этом случае требует отдельного рассмотрения, что и будет сделано ниже.

3.4. Общая методика выделения информативной гармоник $\bar{A}_и$

Как видно из изложенного выше, выделение информативной гармоник $\bar{A}_и$ из колебательного процесса, замеренного в некоторой точке машины, представляет собой весьма сложную задачу, оговоренную многими условиями, предопределяющими методику ее решения. Отдельное рассмотрение и учет всех этих условий, произведенные в пп. 3.3.1 – 3.3.3, позволяют создать обобщенную методику выделения гармоник $\bar{A}_и$ для случаев, когда это представляется возможным.

Исходным для решения поставленной задачи является колебательный процесс, регистрируемый при вращении рассматриваемого роторного агрегата с отключением максимально возможного числа других агрегатов машины. Решение ищем путем выполнения следующих этапов:

1. Осуществить запуск вращения на машине рассматриваемого агрегата. По методике п. 3.2 определить характеристики a_{p1} , φ_{p1} результирующей гармоник \bar{A}_{p1} . В общем случае эти характеристики могут иметь случайные значения, в той или иной мере меняющие свои значения при обработке одной и той же реализации колебательного процесса. Для повышения достоверности нахождения значений a_{p1} , φ_{p1} , для реализации процесса при осуществленном запуске вращения агрегата осредняем их значения с помощью алгоритма (3.19) – (3.21) при $i = 1$. С завершением расчета a_{p1} , φ_{p1} вращение ротора остановить.

2. Повторно запустить вращение агрегата на машине с той же скоростью. По изложенной выше методике (с осреднением) определить значения a_{p2} , φ_{p2} характеристик гармоник \bar{A}_{p2} для новой реализации колебательного процесса. Остановить вращение ротора.

3. Проверить условие:

$$\varepsilon_{12} = \frac{a_{p1}^2 + a_{p2}^2}{a_{p1} \cdot a_{p2}} - 2,01 \cdot \cos(\varphi_{p1} - \varphi_{p2}) \leq 0. \quad (3.39)$$

Если это условие выполняется, то

$$\frac{|\bar{A}_{p1} - \bar{A}_{p2}|}{|\bar{A}_{p1} + \bar{A}_{p2}|} \leq 0,05; \bar{A}_{p1} \approx \bar{A}_{p2}. \quad (3.40)$$

и следует положить $Z_{12} = 0$. Если (3.39) не выполняется, положить $Z_{12} = 1$.

4. Осуществить третий запуск вращения агрегата на машине с той же скоростью и найти значения a_{p3} , φ_{p3} характеристик гармоники \bar{A}_{p3} для третьей реализации колебательного процесса. Остановить вращение ротора.

5. Проверить условие:

$$\varepsilon_{13} = \frac{a_{p1}^2 + a_{p3}^2}{a_{p1} \cdot a_{p3}} - 2,01 \cdot \cos(\varphi_{p1} - \varphi_{p3}) \leq 0. \quad (3.41)$$

Если (3.41) выполняется, то положить $Z_{13} = 0$, иначе положить $Z_{13} = 1$;

$$\varepsilon_{23} = \frac{a_{p2}^2 + a_{p3}^2}{a_{p2} \cdot a_{p3}} - 2,01 \cdot \cos(\varphi_{p2} - \varphi_{p3}) \leq 0. \quad (3.42)$$

Если (3.42) выполняется, то положить $Z_{23} = 0$, иначе положить $Z_{23} = 1$;

6. Определить $Z = Z_{12} + Z_{13} + Z_{23}$. Методика последующего выделения гармоники \bar{A}_a из гармоники \bar{A}_p зависит от значения Z и от характера соединения рассматриваемого ротационного агрегата с другими агрегатами машины.

6.1. Если привод рассматриваемого (балансируемого или диагностируемого) агрегата допускает его отключение от других, одновременно с ним приводимых в движение, агрегатов машины (выполняются условия п. 3.3.1), то:

– при $Z = 0;1$ расчет характеристик гармоники \bar{A}_a по данным замеров производить по алгоритму (3.17) с последующим использованием уравнений для расчета a_a и φ_a из алгоритма (3.16);

– при $Z = 3$ расчет характеристик \bar{A}_a производить по алгоритму (3.16);

– при $Z = 2$ необходимо произвести четвертый запуск вращения агрегата на машине и найти значения параметров a_{p4} , φ_{p4} гармоники \bar{A}_{p4} ; установить номера k, l реализаций колебательного процесса, обеспечивающего $Z_{k,l} = 0$; проверить условие:

$$\varepsilon_{k4} = \frac{a_{pk}^2 + a_{p4}^2}{a_{pk} \cdot a_{p4}} - 2,01 \cdot \cos(\varphi_{pk} - \varphi_{p4}) \leq 0. \quad (3.43)$$

Если это условие выполняется, то по реализациям $k, l, 4$ определяются параметры гармоники \bar{A}_a с помощью алгоритма (3.17) с последующим использованием уравнений для расчета a_a, φ_a из алгоритма (3.16).

Если последнее условие не выполняется, то по реализациям $k; m \neq k, l, m \in (1, 2, 3); 4$ параметры гармоники \bar{A}_a определяются по алгоритму (3.16).

6.2. Если привод рассматриваемого агрегата не допускает его отключения от других, одновременно с ним приводимых в движение, агрегатов машины (выполняются условия п. 3.3.2), то надежное выделение гармоники \bar{A}_a требует выполнения следующих действий.

6.2.1. По выполненным трем реализациям колебательного процесса ($k = 3$) с помощью уравнений (3.19) отыскать значения $x_k = x_3$ и $y_k = y_3$ при $i = 1$.

6.2.2. Произвести новый запуск вращения агрегата ($k + 1 = 4$) и определить параметры a_{p14}, φ_{p14} гармоники \bar{A}_{p14} . По уравнениям (3.19) найти $x_{k+1} = x_4, y_{k+1} = y_4$.

6.2.3. Проверить условия (3.20). При их одновременном выполнении определить a_{p1}, φ_{p1} по (3.21). Если условия (3.20) не выполняются, п. 6.2.2 повторить для $k + 1 = 5, 6, \dots$ до его выполнения.

6.2.4. Развернуть рассматриваемый ротор на 180° относительно других, совместно с ним приводимых, агрегатов. Осуществляя последовательные запуски вращения агрегата, реализовать алгоритм (3.19) при $i = 2$ с оценкой для каждого ($k + 1$)-го пуска условий (3.20) до их выполнения. По результатам этих действий определить параметры a_{p2}, φ_{p2} , гармоники \bar{A}_{p2} .

6.2.5. По уравнения (3.24) и соответствующим уравнениям алгоритма (3.16) найти параметры a_a, φ_a гармоники \bar{A}_a .

7. Выделить из гармоники \bar{A}_a информативную ее часть $\bar{A}_И$ с параметрами $a_И, \varphi_И$. Решение этой задачи возможно лишь в случае, когда конструкция ротора допускает одновременный проворот на 180° рабочих элементов всех передач рассматриваемого

ротора (см. п. 3.3.3). При этом методика решения зависит от способа соединения рассматриваемого ротора с другими агрегатами машины.

7.1. Если привод рассматриваемого ротора допускает его независимое отключение от других агрегатов, совместно приводимых с этим ротором, то после проворота на 180° рабочих элементов передач необходимо повторно реализовать пп. 1 – 6.1 представленной методики для определения нового значения \bar{A}_{a1} с параметрами a_{a1} , φ_{a1} . После этого определить искомые параметры $a_{и}$, $\varphi_{и}$ гармоники $\bar{A}_{и}$ по алгоритму (3.31).

7.2. Если привод рассматриваемого агрегата не отвечает условию п. 7.1, то после проворота на 180° рабочих элементов всех его передач необходимо повторно осуществить последовательные запуски вращения ротора и реализовать алгоритм (3.19) при $i = 1$ с оценкой для каждого $(k + 1)$ -го пуска условий (3.20) до их выполнения. По результатам этих действий определить параметры a_{p3} , φ_{p3} гармоники \bar{A}_{p3} . С использованием алгоритма (3.36) определить искомые параметры $a_{и}$, $\varphi_{и}$ информативной гармоники $\bar{A}_{и}$.

3.5. Формализованный для ЭВМ алгоритм выделения информативной гармоники

На рисунке 3.6 представлена блок-схема этого алгоритма, поясняя которую, отметим:

– в блоке 2 осуществляется ввод исходных: p – индикатор возможности проворота рассматриваемого ротационного агрегата машины относительно других ее агрегатов при различных запусках его вращения ($p = 0$ – проворот не допускается, $p = 1$ – проворот допускается); S – индикатор возможности проворота рабочих элементов всех передач рассматриваемого ротора относительно его оси ($S = 1$ – проворот допускается; $S = 0$ – проворот не допускается); β – счетчик дополнительных запусков вращения ротора; γ – счетчик числа проворотов ротора и рабочих элементов его передач;

– в блоке 3 полагается $i = 1$ и производится получение для последующей обработки $i = 1$ -й реализации колебательного процесса. В блоках 4–7 осуществляется эта обработка по РМНК с расчетом характеристик a_{p1} , φ_{p1} гармоники \bar{A}_{p1} с частотой вращения ротора, содержащейся в $i = 1$ -й реализации колебательного процесса;

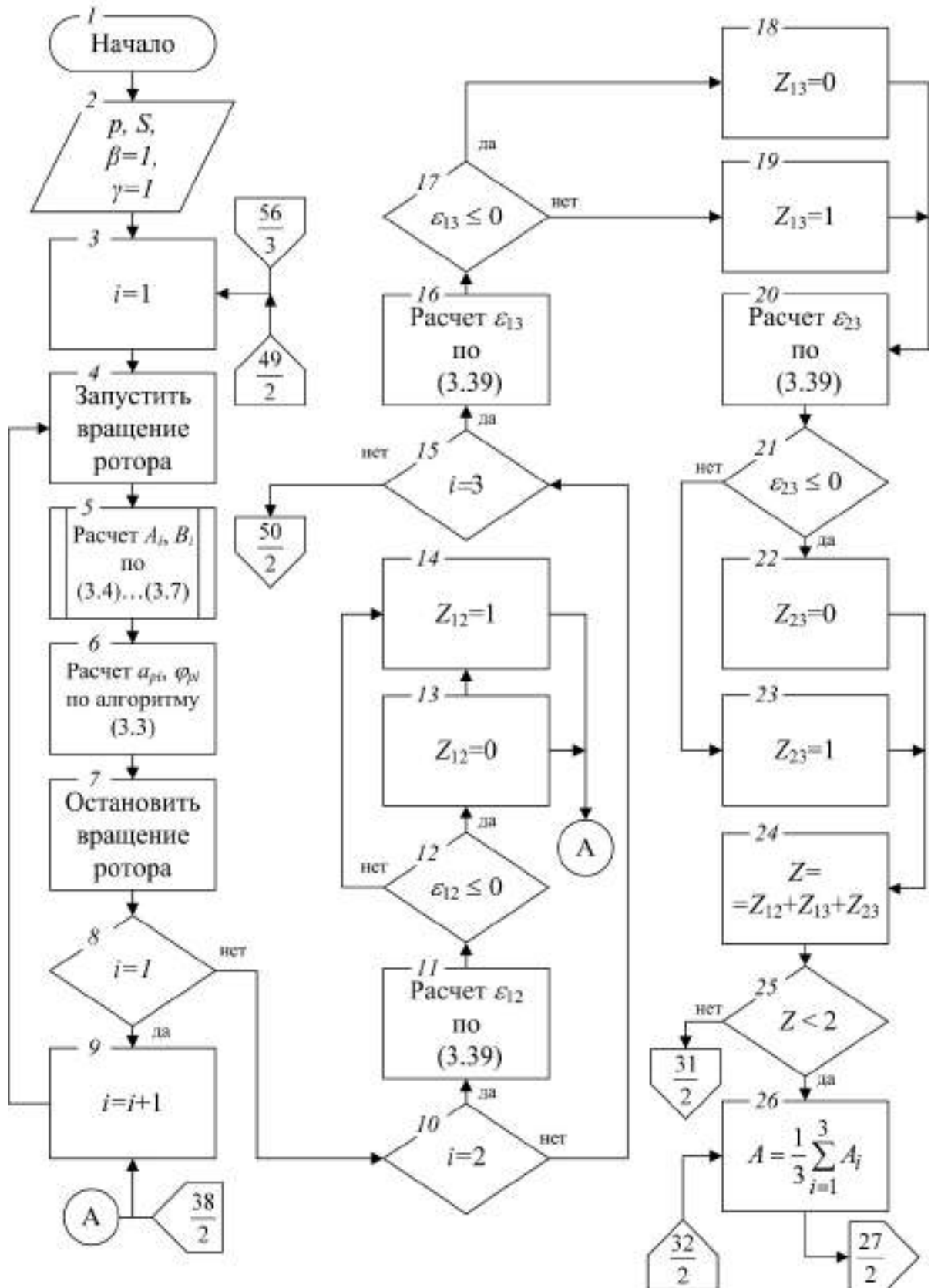


Рисунок 3.6 – Блок-схема алгоритма расчета на ЭВМ параметров a_n , φ_n информативной гармоники \bar{A}_n (начало)

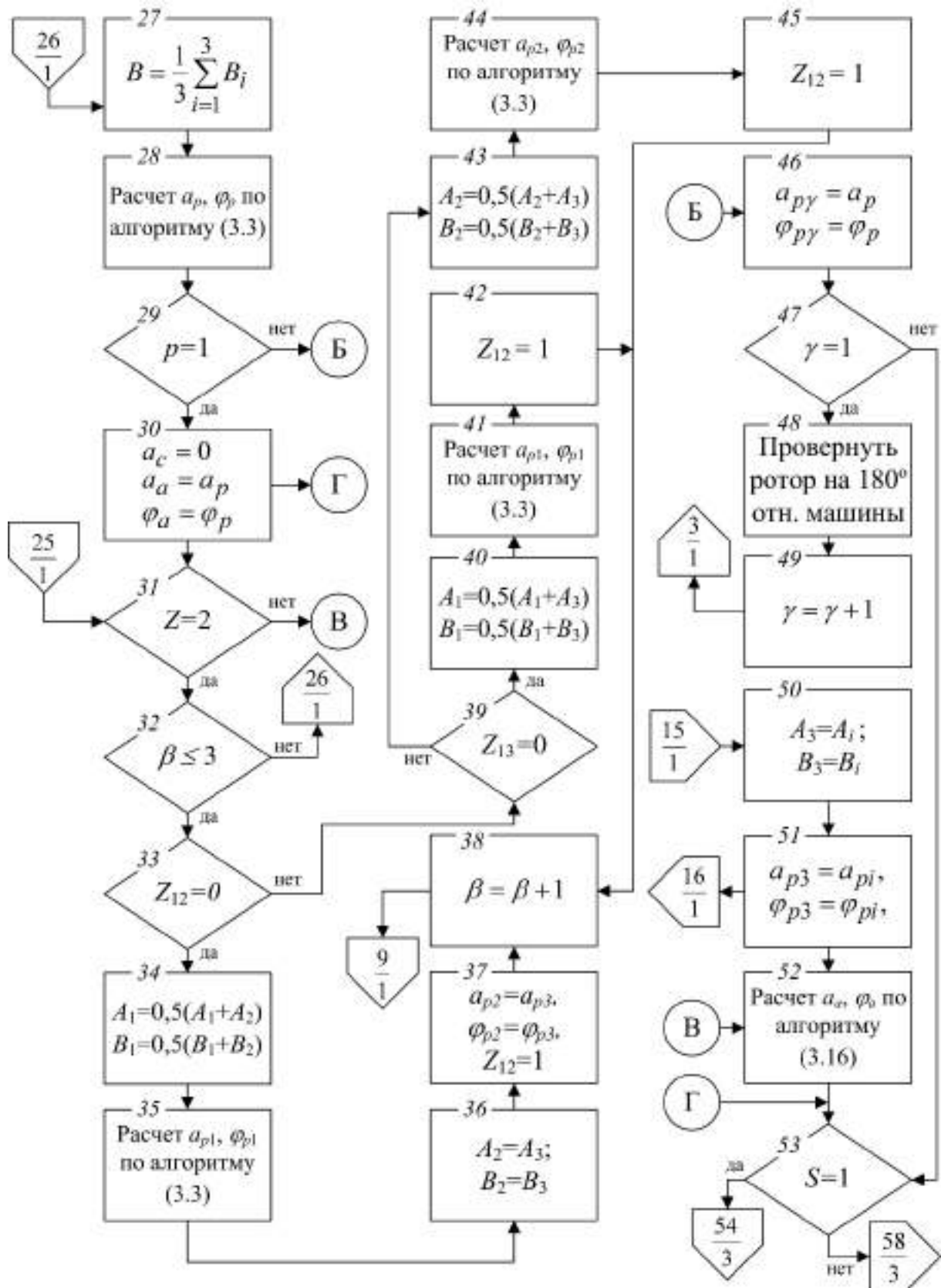


Рисунок 3.6 – Блок-схема алгоритма расчета на ЭВМ параметров a_n, φ_n информативной гармоники \bar{A}_n (продолжение)

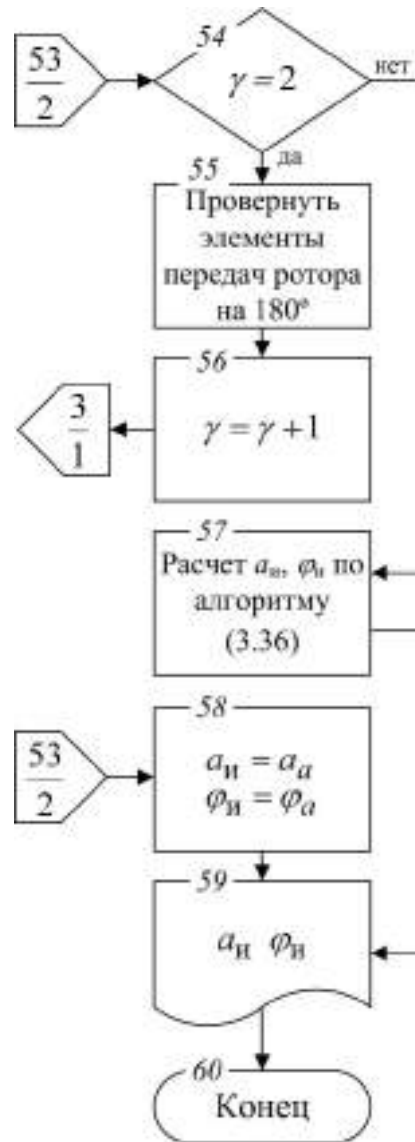


Рисунок 3.6 – Блок-схема алгоритма расчета на ЭВМ параметров a_n , φ_n информативной гармоники \bar{A}_n (окончание)

– блок 8 – условный переход, позволяющий с помощью блока 9 производить получение и обработку $i = 2$ -й реализации колебательного процесса, после чего с помощью условного перехода 10 для $i = 2$ в блоках 11–14 осуществляется сравнение результатов обработки первой и второй реализаций колебательного процесса ($Z_{12} = 0$, если расхождение результатов не превосходит 5 %; в противном случае $Z_{12} = 1$). После этого сравнения осуществляется переход к получению и обработке $i = 3$ -ей реализации колебательного процесса и с помощью условного перехода 15 – к сравнению полученного результата обработки с результатами обработки $i = 1$ -й и $i = 2$ -й реализаций колебательного процесса для предыдущих независимых запусков вращения рассматриваемого агрегата машины. Это сравнение сводится к нахождению значений

Z_{13} и Z_{23} , равных либо единице, если результаты обработки соответствующих реализаций практически совпадают, либо нулю при их значительном (более 5 %) расхождении;

– в блоке 24 находится суммарный критерий Z расхождения результатов обработки трех реализаций колебательного процесса, в зависимости от значения которого определяется алгоритм последующего анализа;

– блок 25 – условный переход, определяющий расчеты при $Z = 0$ или $Z = 1$ с помощью блоков 26–28. Если при этом $p = 1$ (блок 29), то с помощью блока 30 расчет переходит к условному переходу 53, поясненному ниже;

– если условие блока 25 не выполняется ($Z = 2$), расчет переходит к блоку 31 и далее к блоку 32, анализирующему число дополнительных запусков вращения ротора на машине. С выполнением условия последнего блока осуществляется поиск значений i, j , для которых $Z_{ij} = 0$, что свидетельствует о практическом совпадении результатов обработки i -й и j -й реализаций колебательного процесса. Так, если в блоке 33 $Z_{ij} = Z_{12} = 0$, то в блоках 34, 35 характеристики близких гармоник осредняются и полученный результат присваивается гармонике, обозначаемой в последующих расчетах как \bar{A}_{p1} , а в блоках 36, 37 значения характеристик гармоники \bar{A}_{p3} , значительно отличающиеся от \bar{A}_{p1} , присваиваются гармонике, фигурирующей в дальнейших расчетах как \bar{A}_{p2} ;

– в блоке 38 значение β увеличивается на единицу, и расчет возвращается к блоку 9 с последующим проведением и обработкой замеров дополнительного пуска вращения ротора при $i = 4$, что с переходом к блоку 15 переводит расчет к блокам 50, 51, представляющим найденные характеристики как принадлежащие гармонике, обозначаемой в дальнейших расчетах как \bar{A}_{p3} . После этого расчет повторно переходит к блокам 16–24, сравнивающим вновь найденную гармонику \bar{A}_{p3} с ранее построенными гармониками \bar{A}_{p1} , \bar{A}_{p2} , с определением нового значения Z и последующим его анализом. По отмеченному циклу дополнительные пуски вращения ротора и расчеты проводятся до тех пор, пока Z не примет значение либо $Z = 1$, либо $Z = 3$. Если при третьем дополнительном пуске вращения ($\beta = 4$) значение Z не изменяется ($Z = 2$), то из блока 32 переход к блокам 27, 28, при $p = 1$ – к блоку 53;

- при $Z_{12} = 1$ расчет от блока 33 переходит к блоку 39 и повторяются осреднения и переназначения гармоник, если $Z_{13} = 0$ (блоки 40–42), с возвращением расчета к блоку 38 с последующими повторными запусками вращения ротора, получением и обработкой новых реализаций;
- все те же расчеты повторяются, если при $Z = 2$ имеем $Z_{12} = 1, Z_{13} = 1, Z_{23} = 0$. В этом случае в расчет включаются блоки 43–45 с возвращением к блоку 38 и проведением дополнительных запусков вращения ротора;
- если $Z = 3$ (блок 24), то условие блока 31 не выполняется и расчет переходит к блоку 52 с последующим переходом к блоку 53;
- если $Z < 2$ и осреднением в блоках 26–28 найдены характеристики a_p, φ_p гармоники \bar{A}_p , что при $p = 0$ расчет переходит к блоку 46, где найденная гармоника \bar{A}_p переименовывается в \bar{A}_{p1} при исходном $\gamma = 1$;
- при $\gamma = 1$ выполняется действие блока 48, и значение γ увеличивается на единицу. После этого осуществляется переход к блоку 3, все исследования производятся повторно с окончательным определением характеристик a_{p2}, φ_{p2} в блоке 46 при $\gamma = 2$. После этого условный переход 47 переводит расчет к блоку 53;
- если условие блока 53 удовлетворяется, выполняется действие блоков 54, 55, γ принимает значение, равное трем, и весь цикл пусков и расчетов повторяется выполнением условия блока 56 с переходом к блоку 3. При этом в блоке 46 находятся характеристики a_{p3}, φ_{p3} гармоники \bar{A}_{p3} при $\gamma = 3$ и, вследствие невыполнения условия блока 54, расчет переходит к блоку 57 с последующей выдачей на печать значений характеристик информативной гармоники $\bar{A}_и$ в блоке 59;
- если условие блока 53 не выполняется, расчет переводится в блок 58 с последующей выдачей на печать результатов в блоке 59.

Необходимо отметить, что в полном объеме представленный на рис. 3.6 алгоритм используется для нахождения характеристик $a_{и}, \varphi_{и}$ информативной гармоники $\bar{A}_и$, если рассматриваемый ротационный агрегат смонтирован по месту его установки на машине и требуется либо сбалансировать, либо оценить качество ранее осуществленной балансировки этого агрегата. При балансировке ротора на балансировочном станке

$\bar{A}_p = \bar{A}_и$, отчего этот случай требует использования лишь блоков 4–7 представленного алгоритма при $i = 1$.

3.6. Механико-математическая модель колебаний ротора от его неуравновешенности

Такая модель имеет входами характеристики неуравновешенности ротационного агрегата, а выходами – амплитуды $a_{иi}$ и фазы $\varphi_{иi}$ колебаний некоторых i -х точек машины, обусловленных проявлением неуравновешенности рассматриваемого агрегата на частоте его вращения. Использование этой модели позволяет по экспериментально найденным (с помощью представленной в предыдущих пунктах настоящей главы методики) значениям $a_{иi}$, $\varphi_{иi}$ определить характеристики неуравновешенности рассматриваемого ротора либо для последующей его балансировки (корректировки дисбалансов), либо для оценки качества проведенной ранее (до установки на машине) его балансировки.

Как отмечено в п. 1.5.2, использование при определении характеристик (дисбалансов \bar{D}_1 , \bar{D}_2) неуравновешенности двухопорного жесткого ротора модели (1.14) малоэффективно из-за низкой адекватности этой модели, которая с учетом принятых выше обозначений представляется как

$$\{\bar{A}_{и1} \bar{A}_{и2}\} = [k] \{\bar{D}_1 \bar{D}_2\}. \quad (3.44)$$

Эта модель предполагает, что фазы гармоник $\bar{A}_{и1}$, $\bar{A}_{и2}$ колебаний двух точек машины от неуравновешенности двухопорного ротора определяются только значениями и углами дисбалансов \bar{D}_1 , \bar{D}_2 в двух его плоскостях приведения. Так, если $\bar{D}_2 = 0$, то фазы гармоник $\bar{A}_{и1}$, $\bar{A}_{и2}$, определенные по такой модели, равны углу дисбаланса \bar{D}_1 . Обусловлено это тем, что элементы матрицы $[k] = [k_{ij}]$ коэффициентов влияния в (3.44) являются скалярными величинами. Последнее означает, что передаточная функция от дисбалансов \bar{D}_1 , \bar{D}_2 к колебаниям $\bar{A}_{и1}$, $\bar{A}_{и2}$ является безинерционной и не имеет запаздывания. Это не соответствует реальным условиям проявления неуравновешенности ротационных агрегатов при их вращении как на машине, так и на балансировочном станке.

Гармоника \bar{A}_{ni} колебаний любой i -й точки машины от действия дисбаланса \bar{D}_j , приложенного в j -й плоскости приведения рассматриваемого ротационного агрегата, должна определяться с учетом отмеченного запаздывания как

$$\bar{A}_{ni} = \bar{k}_{ij} \bar{D}_j \quad (3.45)$$

или, переходя к комплексному представлению гармонических колебаний,

$$A_i e^{i\varphi_i} = k_{ij} e^{i\beta_{ij}} D_j e^{i\alpha_j}, \quad (3.46)$$

где $A_i = a_{ni}$, $\varphi_i = \varphi_{ni}$, введены ранее; β_{ij} – угол, определяющий запаздывание реакции ($\bar{A}_{ni} = \bar{A}_i$) от воздействия (\bar{D}_j); α_j – угол дисбаланса \bar{D}_j ; k_{ij} – значение коэффициента влияния дисбаланса в j -й плоскости приведения ротора на характеристики колебаний i -й точки машины, содержащей этот ротор.

Следует заметить, что до настоящей работы попытка векторной интерпретации коэффициентов влияния сделана Салимоном А. В. в [17, 95, 104 – п. 6.3], где этот коэффициент назван динамическим коэффициентом влияния (ДКВ) и он используется для решения задачи подбора (но не алгоритмического расчета) сосредоточенных корректирующих масс многоопорного валопровода. Само значение ДКВ не раскрыто, методика его определения не имеет завершения, отчего практическое использование полученных автором графических решений представляется проблематичным.

Рассматривая далее общий случай двухопорного ротора, характеристики неуравновешенности которого на заданной угловой скорости ω его вращения определяются двумя дисбалансами \bar{D}_1 , \bar{D}_2 в двух плоскостях приведения, и используя (3.46), представим уравнения взаимосвязи гармоник $\bar{A}_1 = \bar{A}_{n1}$, $\bar{A}_2 = \bar{A}_{n2}$ колебаний двух точек машины от проявления этих дисбалансов как

$$\begin{cases} A_1 e^{i\varphi_1} = k_{11} e^{i\beta_{11}} D_1 e^{i\alpha_1} + k_{12} e^{i\beta_{12}} D_2 e^{i\alpha_2}; \\ A_2 e^{i\varphi_2} = k_{21} e^{i\beta_{21}} D_1 e^{i\alpha_1} + k_{22} e^{i\beta_{22}} D_2 e^{i\alpha_2}. \end{cases} \quad (3.47)$$

Вводя матрицы

$$\{\bar{A}\} = \begin{bmatrix} A_1 e^{i\varphi_1} \\ A_2 e^{i\varphi_2} \end{bmatrix}; \quad [\bar{k}] = \begin{bmatrix} k_{11} e^{i\beta_{11}} & k_{12} e^{i\beta_{12}} \\ k_{21} e^{i\beta_{21}} & k_{22} e^{i\beta_{22}} \end{bmatrix}; \quad \{\bar{D}\} = \begin{bmatrix} D_1 e^{i\alpha_1} \\ D_2 e^{i\alpha_2} \end{bmatrix}, \quad (3.48)$$

уравнение (3.48) приводим к виду:

$$\{\bar{A}\} = [\bar{k}] \{\bar{D}\}. \quad (3.49)$$

Последнее представляет собой механико-математическую модель колебаний, генерируемых неуравновешенностью ротора, в матричном виде. Параметрами этой модели являются элементы матрицы $[\bar{k}]$, входами – элементы матрицы $\{\bar{D}\}$, выходами – элементы матрицы $\{\bar{A}\}$.

Применение (3.49) для идентификации характеристик $\{\bar{D}\}$ неуравновешенности ротора по результатам определения характеристик колебаний (элементов матрицы $\{\bar{A}\}$), генерируемых этой неуравновешенностью, требует представления этой модели в виде:

$$\{\bar{D}\} = [\bar{k}]^{-1} \{\bar{A}\}. \quad (3.50)$$

где $[\bar{k}]^{-1} = \frac{1}{\delta} \begin{bmatrix} k_{22}e^{i\beta_{22}} & -k_{12}e^{i\beta_{12}} \\ -k_{21}e^{i\beta_{21}} & k_{11}e^{i\beta_{11}} \end{bmatrix}$ – матрица, обратная $[\bar{k}]$, δ – определитель $[\bar{k}]$.

Записывая модель (3.50) в виде системы уравнений, получим:

$$\begin{cases} D_1 e^{i\alpha_1} = \frac{1}{\delta} k_{22} e^{i\beta_{22}} \cdot A_1 e^{i\varphi_1} - \frac{1}{\delta} k_{12} e^{i\beta_{12}} \cdot A_2 e^{i\varphi_2}; \\ D_2 e^{i\alpha_2} = -\frac{1}{\delta} k_{21} e^{i\beta_{21}} \cdot A_1 e^{i\varphi_1} - \frac{1}{\delta} k_{11} e^{i\beta_{11}} \cdot A_2 e^{i\varphi_2}. \end{cases} \quad (3.51)$$

Рассмотрим далее роторную систему, имеющую n опор, колебания которых, обусловленные неуравновешенностью всех элементов роторной системы, требуется устранить. Примерами такой системы могут служить различного рода валопроводы (как, например, рассмотренные в [103, п. 6.3]), многошарнирные карданные передачи и др.

В качестве характеристик неуравновешенности такой роторной системы примем дисбалансы \bar{D}_j в плоскостях приведения (они же будут использоваться в качестве плоскостей коррекции). Число таких плоскостей необходимо принимать равным числу опор роторной системы. Эти плоскости располагаются вблизи опор так, чтобы каждый элемент системы имел хотя бы одну такую плоскость, а один из элементов – две плоскости приведения. Тогда характеристики неуравновешенности рассматриваемой роторной системы интерпретируем в виде матрицы-столбца:

$$\{\bar{D}\} = \{\bar{D}_1 \bar{D}_2 \dots \bar{D}_j \dots \bar{D}_n\} = \{D_1 e^{i\alpha_1} \ D_2 e^{i\alpha_2} \dots D_j e^{i\alpha_j} \dots D_n e^{i\alpha_n}\}. \quad (3.52)$$

Все элементы $\{\bar{D}\}$ служат причиной колебаний каждой из опор с частотой вращения роторной системы. При этом вибрационное состояние всех опор описывается матрицей-столбцом:

$$\{\bar{A}\} = \{\bar{A}_1 \bar{A}_2 \dots \bar{A}_i \dots \bar{A}_n\} = \{A_1 e^{i\varphi_1} A_2 e^{i\varphi_2} \dots A_i e^{i\varphi_i} \dots A_n e^{i\varphi_n}\}. \quad (3.53)$$

Введенные обозначения позволяют интерпретировать модель колебаний роторной системы от ее неуравновешенности в общем виде (3.49), где матрица коэффициентов влияния представляется как

$$[\bar{k}] = \begin{bmatrix} k_{11} e^{i\beta_{11}} & k_{12} e^{i\beta_{12}} & \dots & k_{1j} e^{i\beta_{1j}} & \dots & k_{1n} e^{i\beta_{1n}} \\ k_{21} e^{i\beta_{21}} & k_{22} e^{i\beta_{22}} & \dots & k_{2j} e^{i\beta_{2j}} & \dots & k_{2n} e^{i\beta_{2n}} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{i1} e^{i\beta_{i1}} & k_{i2} e^{i\beta_{i2}} & \dots & k_{ij} e^{i\beta_{ij}} & \dots & k_{in} e^{i\beta_{in}} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{m1} e^{i\beta_{m1}} & k_{m2} e^{i\beta_{m2}} & \dots & k_{mj} e^{i\beta_{mj}} & \dots & k_{mn} e^{i\beta_{mn}} \end{bmatrix}. \quad (3.54)$$

Записывая (3.49) для рассматриваемого случая в виде системы n уравнений, получим:

$$A_i e^{i\varphi_i} = \sum_{j=1}^n k_{ij} e^{i\beta_{ij}} D_j e^{i\alpha_j}, \quad i = 1 \dots n. \quad (3.55)$$

Использование (3.50) для идентификаций характеристик $\{\bar{D}\}$ неуравновешенности ротора по (3.52) после определения характеристик $\{\bar{A}\}$ колебаний опор роторной системы по (3.53), генерируемых этой неуравновешенностью, требует перехода к соотношению (3.50), в котором $[\bar{k}]^{-1}$ – матрица, обратная $[\bar{k}]$ по (3.54).

Завершая построение механико-математической модели колебаний ротационного агрегата, генерируемых его неуравновешенностью, отметим, что:

- из обобщенной модели, описываемой по (3.49) или (3.50) с помощью матриц $\{\bar{D}\}$, $\{\bar{A}\}$, $[\bar{k}]$ по (3.52) – (3.54) соответственно, как частный случай вытекают модели (3.47), (3.51) для двухопорного ротора;

- как обобщенная ($n > 2$), так и частная ($n = 2$) модели могут использоваться при балансировке и диагностировании качества балансировки как на балансировочном станке, так и по месту установки ротационного агрегата на машине.

для всех $i = 1 \dots n$ при $j = 1$. В этом случае необходимо остановить вращение агрегата, увеличить значение $D_{nj} = D_{n1}$ и повторить определение $\bar{A}_{ij} = \bar{A}_{i1}$ до нарушения условия (3.57) хотя бы для одного из $i = 1 \dots n$. После этого можно построить систему уравнений для $j = 1$:

$$\left\{ \begin{array}{l} A_{1j} e^{i\varphi_{1j}} = k_{1j} e^{i\beta_{1j}} D_{nj} e^{i\gamma_{nj}} + \sum_{j=1}^n k_{1j} e^{i\beta_{1j}} D_j e^{i\alpha_j}, \\ A_{2j} e^{i\varphi_{2j}} = k_{2j} e^{i\beta_{2j}} D_{nj} e^{i\gamma_{nj}} + \sum_{j=1}^n k_{2j} e^{i\beta_{2j}} D_j e^{i\alpha_j}, \\ \dots\dots\dots \\ A_{ij} e^{i\varphi_{ij}} = k_{ij} e^{i\beta_{ij}} D_{nj} e^{i\gamma_{nj}} + \sum_{j=1}^n k_{ij} e^{i\beta_{ij}} D_j e^{i\alpha_j}, \\ \dots\dots\dots \\ A_{nj} e^{i\varphi_{nj}} = k_{nj} e^{i\beta_{nj}} D_{nj} e^{i\gamma_{nj}} + \sum_{j=1}^n k_{nj} e^{i\beta_{nj}} D_j e^{i\alpha_j}. \end{array} \right. \quad (3.58)$$

Вычитая (3.56) из (3.58), получим систему независимых уравнений:

$$k_{ij} e^{i(\beta_{ij} + \gamma_{nj})} D_{nj} = A_{ij} e^{i\varphi_{ij}} - A_{i0} e^{i\varphi_{i0}}, \quad i = 1 \dots n; \quad j = 1, \quad (3.59)$$

решая которую, находим:

$$k_{ij} = \frac{\sqrt{A_{ij}^2 + A_{i0}^2 - 2A_{ij}A_{i0} \cos(\varphi_{ij} - \varphi_{i0})}}{D_{nj}}; \quad (3.60)$$

$$\beta_{ij} = -\gamma_{nj} + \text{sign}(A_{ij} \sin \varphi_{ij} - A_{i0} \sin \varphi_{i0}) \arccos \frac{A_{ij} \cos \varphi_{ij} - A_{i0} \cos \varphi_{i0}}{k_{ij} D_{nj}}, \quad i = 1 \dots n; \quad j = 1.$$

Удалив пробный дисбаланс D_{n1} , последовательно устанавливая дисбалансы D_{nj} в плоскостях коррекции $j = 2 \dots n$ на углах γ_{nj} с определением соответствующих A_{ij} , φ_{ij} , уравнения (3.58) используем для определения всех остальных параметров k_{ij} , β_{ij} модели для $i = 1 \dots n, j = 2 \dots n$.

На рисунке 3.7 представлена блок-схема формализованного для ЭВМ алгоритма расчета параметров механико-математической модели колебаний, генерируемых неуравновешенностью роторной системы самого общего вида. Из пояснений этой блок-схемы отметим:

– в блоке 2 вводится n – число опор роторной системы, равное числу ее плоскостей коррекции и числу точек, в которых необходимо определять характеристики гармоник колебаний, генерируемых неуравновешенностью агрегата;

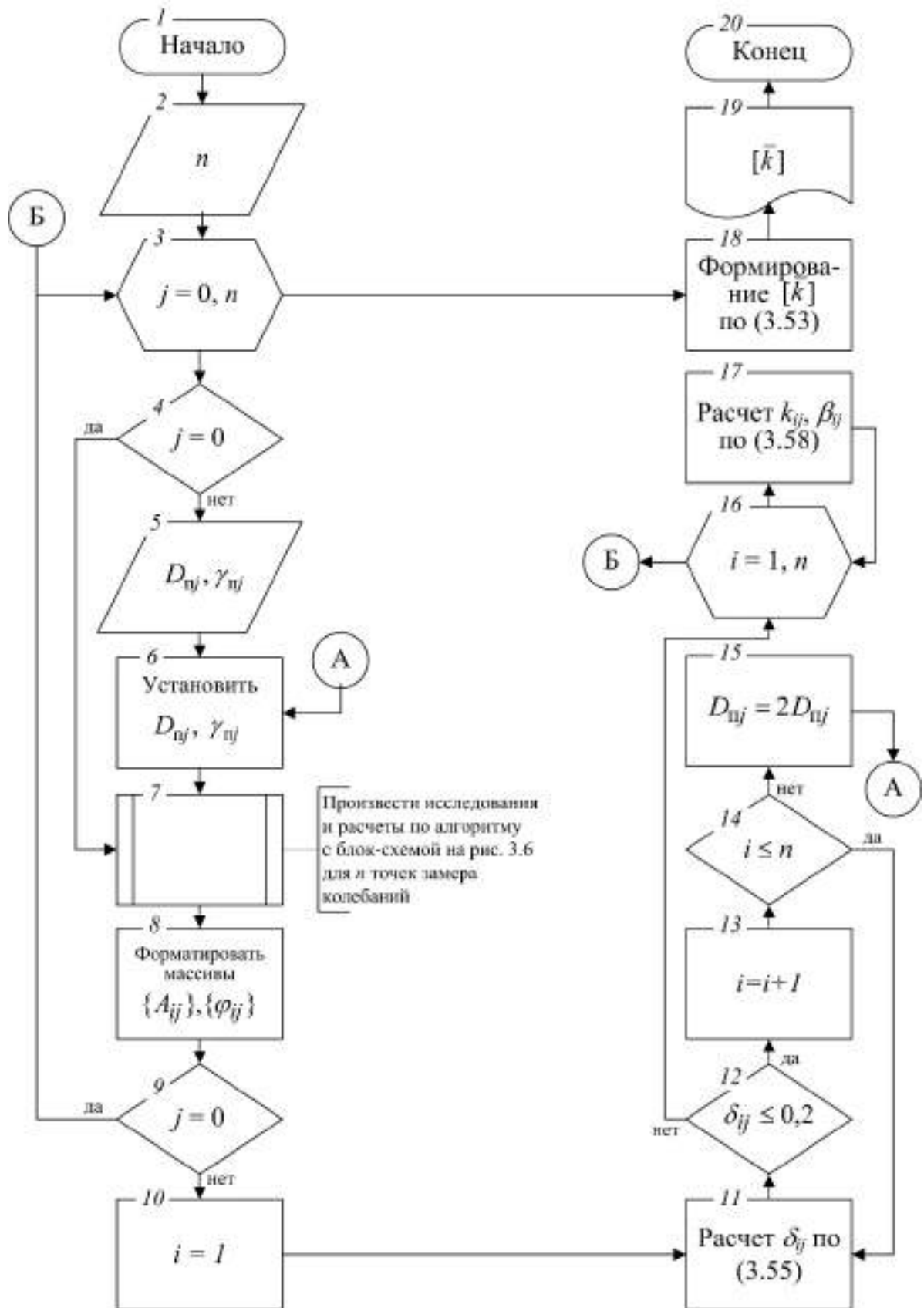


Рисунок 3.7 – Блок-схема алгоритма расчета на ЭВМ параметров механико-математической модели колебаний от неуравновешенности роторной системы

- в блоке 3 организуется цикл расчетов с вариацией j – номера плоскости коррекции агрегата, в которой устанавливается пробный дисбаланс при исследовании. При $j = 0$ пробный дисбаланс не устанавливается на агрегате;
- блок 4 – условный переход: если условие этого блока выполняется, то в блоках 7, 8 производятся исследования, по результатам которых формируются массивы амплитуд A_{ij} и фаз φ_{ij} колебаний во всех точках замера этих колебаний на машине, и далее расчет производится при задании следующего значения $j = 1$ в блоке 3. Если условие блока 4 не выполняется, задаются значение $D_{\pi j}$ и угол $\varphi_{\pi j}$ пробного дисбаланса, устанавливаемого в j -й плоскости коррекции ($j \neq 0$) (блок 6), с последующим проведением исследований блока 7 и формированием массивов A_{ij} и φ_{ij} характеристик колебаний в точках $i = 1 \dots n$ после установки $\bar{D}_{\pi j}$ в j -й плоскости коррекции;
- если условие блока 9 не выполняется, то в последующих блоках 10–15 осуществляется сравнение характеристик A_{ij} , φ_{ij} колебаний при $j \neq 0$ с характеристиками колебаний при $j = 0$ в каждой i -й точке замера. Если это расхождение ни в одной из точек $i = 1 \dots n$ не превосходит 20 % (условие блока 12 выполняется для всех $i = 1 \dots n$), то по выходе из блока 14 значение $D_{\pi j}$ удваивается в блоке 15 и исследования при том же значении j вновь переходят к блоку 6;
- если при некотором значении i условие блока 12 не выполняется, то расчет переходит к циклу 16, в котором для всех $i = 1 \dots n$ осуществляется расчет параметров k_{ij} , β_{ij} механико-математической модели для определенного $j \neq 0$. По завершении цикла 16 расчет переходит к циклу 3, где задается новое значение $j = j + 1 \leq n$;
- с завершением расчетов по циклу 3 осуществляется переход к блоку 18, где формируется полная матрица $[\bar{k}]$ параметров механико-математической модели агрегата;
- блок 19 – печать результатов;
- блок 20 – окончание исследования.

Завершая построение механико-математической модели колебаний машины от действия неуравновешенности рассматриваемого ротационного агрегата, заметим, что:

- при идентификации параметров этой модели используется ее интерпретация (3.48), после чего осуществляется балансировка или диагностирование качества балансировки ротационного агрегата на машине с помощью интерпретации (3.49) этой модели с представлением матрицы ее параметров в общем виде (3.53);

- для идентификации параметров модели и балансировки на машине двухопорных роторов на основе рисунка 3.7 может быть построен более простой алгоритм с использованием матриц по (3.47);

- при диагностировании качества или балансировке одного и того же наименования ротора на различных машинах в общем случае необходимо для каждой машины определять параметры модели колебаний рассматриваемого ротора, так как эти параметры могут существенно отличаться для различных машин. В условиях серийного производства машин значения этих параметров могут оказаться достаточно стабильными с незначительными отклонениями. Если последнее установлено по результатам испытаний нескольких (не более 5) машин, можно исключить идентификацию параметров модели колебаний рассматриваемого ротора на каждой машине и использовать при диагностировании качества и балансировке матрицу $[\bar{k}]$ с определенными по результатам проведения испытаний значениями элементов;

- при идентификации параметров модели колебаний машины от неуравновешенности рассматриваемого ротационного агрегата используемый алгоритм по рисунку 3.6 (блок 7 на рисунке 3.7) можно упростить синхронным замером и расчетом не информативных гармоник \bar{A}_{ni} , определяемых для всех $i = 1 \dots n$ только характеристиками неуравновешенности агрегата, а гармоник \bar{A}_{ai} , определяемых всеми погрешностями исполнения ротационного агрегата и его передач;

- описанная выше модель колебаний, генерируемых неуравновешенностью ротационного агрегата, может быть построена и использована не только для диагностики качества и балансировки любого ротора на машине, но и для балансировки двух- или многоопорных роторов на балансировочном станке. Отсутствие при этом сторонних (помимо неуравновешенности) источников колебаний опор ротора на станке с частотой его вращения позволяет принимать $\bar{A}_i = \bar{A}_{pi}$ для всех $i = 1 \dots n$, определяемых по методике п. 3.2. Это позволяет максимально упростить методику и расчет как по идентификации параметров модели колебаний ротора на балансировочном станке, так и по определению характеристик $\{\bar{D}\}$ неуравновешенности балансируемого изделия. При этом для партий балансируемых изделий одного наименования необходимо лишь единожды идентифицировать параметры $[\bar{k}]$ модели его колебаний на балансировочном станке («обучить» станок балансировке этого изделия) и использовать их при последующей балансировке;

- в современных балансировочных станках предусмотрено исключение взаимного влияния плоскостей коррекции балансируемого изделия [103], которое осуществляется простейшими аналоговыми средствами без полного учета особенностей балансируемого изделия и его динамики на балансировочном станке. Использование при балансировке конкретного изделия предложенной модели в ее интерпретации (3.49) с экспериментально определенными на станке ее параметрами $[\bar{k}]$ именно для этого изделия автоматически обеспечивает исключение взаимного влияния плоскостей коррекции двух- и n -опорных роторов с полным учетом всех особенностей их динамики на станке. Это гарантирует высокую точность определения характеристик неуравновешенности балансируемого изделия на станке;

- оценка адекватности построенной модели и ее сравнение с существующими моделями будут осуществлены при ее практическом использовании в п. 6 настоящей работы.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ

1. Характеристики колебаний, генерируемых неуравновешенностью ротора на частоте его вращения, являются единственным информационным источником, который позволяет наиболее полно идентифицировать характеристики неуравновешенности этого ротора. Точность и надежность определения амплитуды $a_{и}$ и фазы $\varphi_{и}$ этих колебаний, также как и достоверность закономерностей, связывающих эти характеристики с характеристиками неуравновешенности ротора, предопределяют точность и надежность нахождения последних.

2. Предложенная математическая фильтрация оцифрованного полигармонического колебательного процесса со случайной составляющей по алгоритму рекуррентного метода наименьших квадратов позволяет достигнуть надежной идентификации характеристик неуравновешенности ротационных агрегатов даже при выделении гармоники с дисперсией до 5 % от суммарной дисперсии колебательного процесса.

3. Среди множества возбудителей колебаний машины могут иметь место источники, создающие колебания с частотой вращения рассматриваемого ротора этой машины и не связанные с его неуравновешенностью. Неучет колебаний от таких источников ведет к значительной ошибке при нахождении характеристик неуравновешенности рассматриваемого ротора. Разработанная методика и

формализованный для ЭВМ алгоритм выделения из результирующей (суммарной) гармоники с частотой вращения рассматриваемого ротора информативной составляющей \bar{A}_i , характеристики которой определяются только неуравновешенностью ротора, устраняют эту ошибку.

4. Учет запаздывания в закономерностях, связывающих характеристики неуравновешенности ротора с характеристиками вызываемых ею колебаний, позволил ввести в теорию и практику балансировки понятие векторного коэффициента влияния $\bar{k}_{ij} = k_{ij} e^{i\beta_{ij}}$ дисбаланса в j -й плоскости коррекции на колебания i -й точки машины, учитывающего запаздывание β_{ij} . Это позволило построить принципиально новую обобщенную механико-математическую модель (3.48) колебаний, генерируемых неуравновешенностью ротора. Для общего случая многоопорного ротора матрицы этой модели представляются как (3.51) – (3.53); для двухопорного ротора, как частного случая, вытекающего из общего, эти матрицы представляются по (3.47). Такие модели имеют более высокую адекватность в сравнении с используемыми в настоящее время моделями (3.43). Однако они не нашли практического использования из-за отсутствия точных и надежных методов нахождения их параметров и исходных для определения дисбалансов роторов.

5. Оригинальная методика идентификации параметров (элементов матрицы $[\bar{k}]$) модели (3.48), разработанная для общего случая моделирования колебаний n -опорного ротора, может использоваться для любого n , в том числе для $n = 2$. Эта методика используется как при диагностике качества и балансировке ротационного агрегата по месту его установки на каждой машине, так и для «обучения» балансировочного оборудования при необходимости балансировки на нем партии изделий одного наименования.

6. Использование механико-математической модели колебаний от неуравновешенности балансируемого на станке ротора с экспериментальным определением ее параметров $[\bar{k}]$ именно для этого ротора автоматически исключает взаимное влияние плоскостей коррекции. Вследствие наиболее полного учета в $[\bar{k}]$ особенностей динамики этого ротора на балансировочном станке обеспечивается более высокая точность определения характеристик неуравновешенности при балансировке роторов. Как следствие, использование предложенной модели и разработанной методики идентификации ее параметров открывает перспективы создания балансировочного оборудования нового поколения.

4. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ РОТОРА В РЕШЕНИИ ЗАДАЧ БАЛАНСИРОВКИ ПРИ ЕГОПРОЕКТИРОВАНИИ

4.1. Постановка задач

Существующий подход к проектированию машин и их агрегатов основывается, как правило, на использовании отраслевого и межотраслевого опыта проектирования, производства и эксплуатации аналогичных устройств. Этот опыт обобщается в виде различного рода справочных конструктивных нормативов (например, [101]), стандартов предприятия, отраслевых (например, [57, 62–64]) стандартов и методических указаний, государственных (например, [19, 23, 24]), международных (например, [53, 55]) стандартов. Такой подход, связанный с использованием универсальных таблиц и простейших эмпирических формул, не обеспечивает учета всех конструктивных особенностей создаваемого агрегата, условий его производства и эксплуатации. Поэтому, как отмечено в [116] применительно к нормированию точности балансировки проектируемых ротационных агрегатов, его использование «часто приводит к абсурдным результатам».

Практическая невозможность идеальной балансировки заставляет проектировщиков назначать для каждого ротационного агрегата машины значения допустимых дисбалансов. При этом целью балансировки (она, кстати, не определена четко даже в [103]) является обеспечение при максимальной возможной эксплуатационной скорости вращения ротационного агрегата на машине условия:

$$D_{остj} \leq D_{допj}; j = 1 \dots n_k, \quad (4.1)$$

где $D_{остj}$, $D_{допj}$ – значения остаточного и допустимого дисбалансов ротационного агрегата в его j -й плоскости коррекции соответственно; n_k – число плоскостей коррекции агрегата.

Балансировка выполнена качественно, если условия (4.1) выполнены; с нарушением неравенства хотя бы для одной из плоскостей коррекции – балансировка некачественная. При выполнении (4.1) качество балансировки ротора на машине тем выше, чем меньше значение осредненного геометрически критерия:

$$\varepsilon_{\delta} = \sqrt{\frac{1}{n_k} \sum_{j=1}^{n_k} \left(\frac{D_{\text{ост}j}}{D_{\text{доп}j}} \right)^2}; \quad 0 \leq \varepsilon_{\delta} \leq 1, \quad (4.2)$$

тем выше при этом будут отмеченные ранее обобщенные показатели качества работы как ротора, так и содержащей его машины. В реальных условиях любого производства (массового, серийного, единичного) балансировка изделий осуществляется с $\varepsilon_{\delta} \leq 0,9$, а изделия с $0,9 < \varepsilon_{\delta} \leq 1$ практически отсутствуют.

Нормирование точности балансировки ротора, сводящееся к определению $D_{\text{доп}j}$ для всех $j = 1 \dots n_k$ – одна из наиболее важных задач проектирования ротационных агрегатов. Ее решением производится защита создаваемой конструкции ротационного агрегата и машины в целом от вибраций, генерируемых его неуравновешенностью. Этому решению было посвящено множество научных исследований, публикаций, отраслевых стандартов и стандартов предприятий. Не останавливаясь на анализе этих материалов (достаточно подробно это сделано в [74]), отметим лишь, что на межотраслевом уровне решение задачи нормирования точности балансировки ротационных агрегатов впервые было рассмотрено в международном стандарте [53], где была введена система классов точности балансировки, построенная на основе введенного авторами стандарта критерия $e\omega$ качества балансировки (e – эксцентриситет массы ротора, мм; ω – максимальная эксплуатационная скорость вращения ротационного агрегата, рад/с). Хотя (как уже отмечалось в п. 1.3.4.) этот критерий нельзя назвать объективным (воздействия от неуравновешенности пропорциональны не ω , а ω^2), его принятие позволило авторам на основе (как отмечено в стандарте) большого многолетнего опыта эксплуатации машин различного назначения поставить в соответствие различным (хотя далеко и не в полном перечне) типам машин и их отдельным агрегатам рекомендуемые диапазоны значений этого критерия, относя эти агрегаты к тому или иному классу точности балансировки.

Используя максимальное допустимое значение критерия $(e\omega) = (e\omega)_{\text{max}}$, для проектируемого ротационного агрегата допустимое значение главного вектора его дисбалансов:

$$D_{\text{ст доп}} = \frac{(e\omega)_{\text{max}}}{\omega_{\text{э max}}} m, \quad (4.3)$$

где $\omega_{\text{э max}}$ – максимальная возможная скорость вращения проектируемого агрегата, рад/с;

m – масса агрегата, кг.

Для двухпорного ротора значения допустимых дисбалансов в двух плоскостях коррекции находятся статическим распределением $D_{\text{ст доп}}$ между плоскостями по формулам, представленным в стандарте [23]. Для роторов сборной конструкции допустимое значение главного вектора дисбалансов каждой j -й сборочной единицы находится по уравнению:

$$D_{\text{ст доп}j} = \frac{(e\omega)_{\text{max}}}{\omega_{\text{max}}} m_j, \quad (4.3)$$

где m_j – масса j -й сборочной единицы, кг.

Если среди сборочных единиц такого агрегата имеется единица, балансируемая в двух плоскостях коррекции, то допустимые дисбалансы в этих плоскостях находятся статическим распределением $D_{\text{ст доп}j}$. Для статически балансируемых сборочных единиц

$$D_{\text{доп}j} = D_{\text{ст доп}j}.$$

МС ИСО 1940 [53], а также идентичный ему отечественный ГОСТ 22061-76 [23], вводящий ту же методику обоснования значений допустимых дисбалансов $D_{\text{доп}j}$ во всех плоскостях коррекции проектируемого ротора, констатируют, что определенные по ней $D_{\text{доп}j}$ при качественной балансировке ротора (условия (4.1) удовлетворяются) обеспечивают необходимый уровень всех показателей качества функционирования при эксплуатации создаваемой машины. Вместе с тем, эти стандарты отмечают необходимость разработки уточненных отраслевых нормативов по обоснованию значений $D_{\text{доп}j}$. Эти нормативы должны более детально и точно учитывать специфику конструкции, технологию изготовления и условия эксплуатации ротационных агрегатов машин различного назначения. Хотя такие нормативы и разработаны для многих отраслей машиностроения (например, [19, 24, 56, 57, 62, 63, 176]) в РФ и за рубежом, однако проектировщики, как правило, осуществляют нормирование значений $D_{\text{доп}j}$ с помощью критерия $(e\omega)$ по рекомендациям МС ИСО 1940 и ГОСТ 22061-76.

Следует особо заметить, что на основе [53] в настоящее время осуществлена разработка межгосударственных стандартов ГОСТ ИСО 1940-1-2007 [27] и ГОСТ ИСО 1940-2-99 [28]. Создается впечатление, что никто из специалистов по балансировке эти стандарты не то что не рецензировал, но и не смотрел. Они изобилуют ошибками, некорректностями и опечатками и поэтому не имеют никакой практической ценности.

Таким образом, основываясь на изложенном, решение всех задач балансировки при проектировании ротационных агрегатов машин самого различного назначения будем далее искать, обеспечивая гарантию достижения сформулированной с помощью (4.1) цели балансировки с назначением значений $D_{допj}$ по рекомендациям стандартов [23, 53] как наиболее общим (для отраслей машиностроения, имеющим собственные наработки по нормированию $D_{допj}$, не исключается возможность их использования). Это тем более важно, что широко используемая в настоящее время низкочастотная балансировка роторов на скорости ω_δ оставляет открытым вопрос об уравновешенности такого ротора с приведением его во вращение с эксплуатационной скоростью $\omega_\omega \gg \omega_\delta$. Лишь у идеального абсолютно жесткого ротора, не существующего в природе, этот вопрос не стоит, так как у него остаточные дисбалансы $\bar{D}_{остj}$ во всех $j = 1 \dots n_k$ плоскостях коррекции после низкочастотной балансировки сохраняют свои значения на эксплуатационной скорости вращения. У реального агрегата, сбалансированного на низкой частоте с выполнением условий (4.1), с приведением его во вращение со скоростью $\omega_\omega \gg \omega_\delta$ значения $D_{остj}$ могут многократно увеличиться, что приведет к нарушению условий (4.1) целевого назначения балансировки. Практически это приводит к недопустимым вибрациям такого агрегата на машине, снижению всех показателей качества его работы. Поэтому решение задачи априорной оценки неуравновешенности ротационного агрегата, приведенного во вращение со скоростью ω_ω , крайне важно для обеспечения качественной работы создаваемой машины.

Вышеотмеченная и другие задачи проектного синтеза уравновешенной конструкции ротационного агрегата (при наличии, в основном, лишь априорной информации) могут успешно решаться моделированием с использованием механико-математической модели неуравновешенности ротора, разработанной в п. 2 настоящего исследования. В перечень этих задач входят все задачи, представленные блоками непредопределенных операций на рисунке 1.2. С их решением обобщенный алгоритм проектирования уравновешенных конструкций ротационных агрегатов машин любого назначения, представленный на этом рисунке, становится работоспособным и формализуемым для использования ЭВМ. Решение этих задач рассмотрено ниже. Исходные для этого определяются по комплекту чертежной документации с помощью известных методов расчета и различного рода справочных данных.

4.2. Проектное обеспечение инерционной симметрии роторного агрегата

Как отмечено в п. 1.3, эта задача стоит первой при проектировании роторного агрегата. Накоплен значительный опыт ее решения посредством корректировки локальных дисбалансов, обусловленных наличием в конструкции роторного агрегата инерционно-несимметричных элементов (кулачки, флажки отметки оборотов и т.п.)

На кафедре «Теория механизмов и машин» ДГТУ эта задача решена и для винтовой цилиндрической пружины, ось которой совпадает с осью ротора [103]. Для нее обоснована невозможность создания уравновешенной конструкции, поэтому на стадии проектирования роторного агрегата с такой пружиной необходимо априори выделить корректирующие дисбалансы, которые устранят неуравновешенность пружины. Характеристики конструкции определяются по полученным соотношениям через конструктивные параметры пружины.

Вместе с тем, такая задача не решена для роторных агрегатов, которые являются рабочими органами машин. Роторные агрегаты имеют рабочие элементы (например, ножи роторных измельчающих и режущих аппаратов, молотки дробилок и т.д.), в отличие от агрегатов конструкторного типа, что усложняет решение задачи. Как правило, такие элементы имеют одинаковыми номинальные значения массы m_j и радиуса R_0 расположения центров масс каждого из них на собранном и установленном на машине агрегате. Поэтому значения локальных дисбалансов \bar{D}_j от установки на роторе каждого i -го рабочего элемента: $D_j = D_i = m_j R_0 = const$.

Для проектного обеспечения инерционной симметрии создаваемого роторного рабочего органа полная совокупность локальных дисбалансов от установки всех его рабочих элементов должна быть конструктивно уравновешена. Это будет иметь место, если в каждой j -й плоскости, перпендикулярной оси вращения агрегата, будет установлено $n_j > 1$ рабочих элементов с обеспечением условия инерционной симметрии их расположения, т.е.

$$\bar{D}_j = \sum_{i=1}^{n_j} \bar{D}_{ij} = \sum_{i=1}^{n_j} D_{ij} e^{i\varphi_i} = D_{ij} \sum_{i=1}^{n_j} e^{i\varphi_i} = 0,$$

или

$$\sum_{i=1}^{n_j} \cos \varphi_i = 0; \quad \sum_{i=1}^{n_j} \sin \varphi_i = 0; \quad j = 1, \dots, n_k \quad (4.4)$$

где φ_i – углы расположения центров масс m_j рабочих элементов в плоскости j -их установки

Эти условия выполняются, если все $n_j \geq 1$ одинаковых рабочих элементов, установленных в каждой плоскости $j = 1 \dots n_k$ ротационного агрегата на расстояниях R_0 от его оси, размещены равноудаленно друг от друга на угол $\varphi_0 = 2\pi/n_j$. При этом $\varphi_i = (i-1)\varphi_0, i = 1 \dots n_j$.

Как правило, n_j инвариантно относительно j , однако в дальнейших выкладках допускается его вариация.

При проектировании конструкции могут быть заданы дополнительные технологические и эксплуатационные требования ротационного рабочего органа машины, например требование размещения его рабочих элементов, которое не обеспечивает выполнения условий (4.4). Оптимизируя конструкцию по массе и исключая дублирования функций рабочих элементов за оборот ротора заставляют проектировщика размещать рабочие элементы по одному в каждой из плоскостей $j = 1 \dots n_k$ их расположения, перпендикулярных оси ротора. Для увеличения плавности вращения (ликвидации ударов при работе) проектировщики располагают рабочие элементы ротационных агрегатов на цилиндрической поверхности не по ее образующей (параллельно оси ротора), а по отрезку спирали с обеспечением полного перекрытия.

На рисунке 4.1 представлены на развертках различные варианты установки рабочих элементов на цилиндрической поверхности ротационного агрегата при числе $n_j = 3$ рядов их установки вдоль оси агрегата и числе $n_k = 9$ плоскостей, перпендикулярных этой оси и содержащих рабочие элементы. При этом, в отличие от рисунка 4.1, *а*, удовлетворяющего условиям (4.4), схема на рисунке 4.1, *б* не обеспечивает инерционной симметрии расположения рабочих элементов, хотя и позволяет в три раза сократить их число без дублирования функций за оборот ротора. Схемы на рисунке 4.1, *в*, *г* обеспечивают повышенную плавность вращения агрегата при работе посредством размещения рабочих элементов по отрезку винтовой линии с полным перекрытием. Если при этом схема на рисунке 4.1, *в* отвечает условиям (4.4) инерционной симметрии размещения рабочих элементов агрегата, то схема на рисунке 4.1, *г*, обеспечивая снижение материалоемкости агрегата, не отвечает этим условиям.

Представленные на рисунке 4.1 варианты размещения рабочих элементов не являются исчерпывающими даже для $n_j = 3, n_k = 9$. Творческая мысль проектировщика,

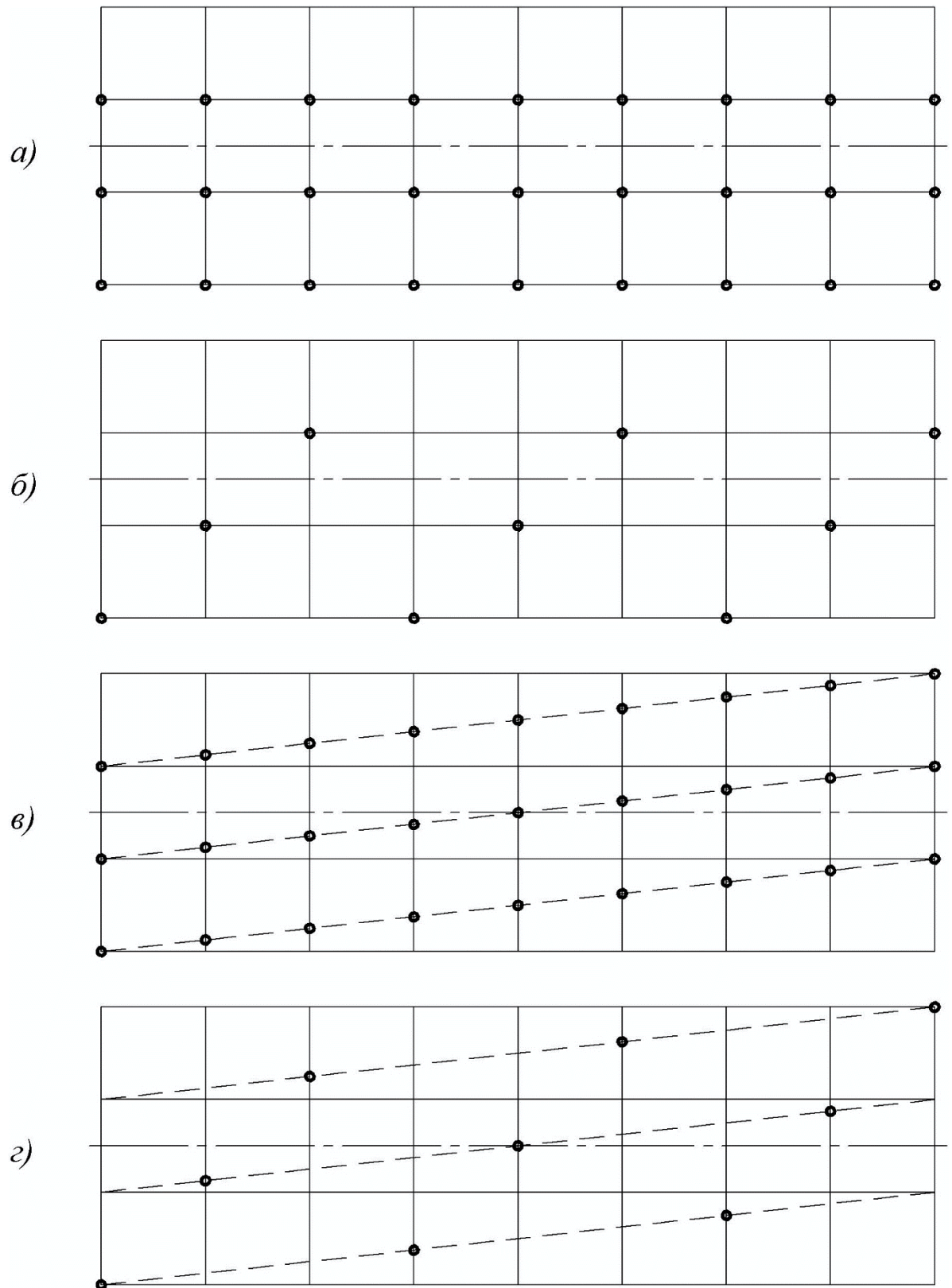


Рисунок 4.1 – Варианты схем установки рабочих элементов (•)

на ротационном агрегате при $n_k = 9$, $n_j = 3$

стремящегося обеспечить наибольшую эффективность создаваемого им ротационного рабочего органа при его изготовлении и в эксплуатации и потому принимающего в учет множество условий и требований к его конструкции, не связанных с ее уравновешенностью, может привести к необходимости нетривиального размещения рабочих элементов в n_j рядах и n_k плоскостях, перпендикулярных оси ротора, по самым различным схемам. Поэтому для каждой такой схемы необходимо оценивать инерционную симметрию размещения рабочих элементов и, если условия (4.4) не выполняются, находить главный вектор $\bar{D}_{\text{ст}}$ и главный момент \bar{M}_D конструктивных дисбалансов от принятой схемы размещения рабочих элементов и на проектной стадии предусматривать их корректировку.

Решая задачу, рассмотрим схему с произвольным размещением рабочих элементов на цилиндрической поверхности ротационного агрегата в $i = 1 \dots n_j$ равностоящих по окружности рядах и в $j = 1 \dots n_k$ равностоящих вдоль оси ротора плоскостях, перпендикулярных этой оси. На рисунке 4.2 представлены обобщенная схема размещения рабочих элементов ротационного агрегата и его развертка для случаев их расположения на образующей цилиндрической поверхности (рабочие элементы обозначены как ●) и на отрезке спирали (рабочие элементы обозначены как ○). Для отчета углов φ_i положения рабочих элементов на окружности ротора ввели ось x (рисунок 4.2, а) так, чтобы эти углы отсчитывались против часовой стрелки. В этом же направлении должен осуществляться и отсчет углов поворота спирали.

Введем идентификатор u , определяющий принятый проектировщиком характер размещения рабочих элементов вдоль оси агрегата. При их размещении по образующей цилиндрической поверхности (элементы ● на рисунке 4.2) $u = 0$; при их размещении по отрезку спирали с единичным перекрытием (элементы ○ на рисунке 4.2) $u = 1$. Тогда угол установки рабочего элемента в i -м ряду j -й плоскости приведения, перпендикулярной оси ротора, определяется как

$$\varphi_{ij} = \frac{2\pi}{n_j}(i-1) + u \cdot \frac{2\pi}{n_j} \cdot \frac{j-1}{n_k-1}, \quad (4.5)$$

Введем матрицу $[D_{ij}]$ размера $n_j \times n_k$ размещения рабочих элементов на цилиндрической поверхности ротора, которая строится по ее развертке. Если в i -м ряду j -й плоскости размещен рабочий элемент, то элемент i -й строки j -го столбца матрицы

$[D_{ij}]$ принимается равным единице. В противном случае (рабочий элемент отсутствует) этот элемент матрицы $[D_{ij}]$ полагается равным нулю. Так, для схемы на рисунке 4.1, *а* эта матрица будет иметь вид:

$$[D_{ij}] = D_0 \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

при $u = 0$; для схемы на рисунке 4.1, *в* эта матрица будет иметь тот же вид при $u = 1$.

Для схемы на рисунке 4.1, *б* эта матрица представляется как

$$[D_{ij}] = D_0 \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

при $u = 0$; для схемы на рисунке 4.1, *г* эта матрица будет иметь такой же вид при $u = 1$.

Используя рисунок 4.2, найдем проекцию на ось x дисбалансов в j -й плоскости приведения от установленных в этой плоскости рабочих элементов агрегата для общего случая $u = 1$:

$$D_x^j = \sum_{j=1}^{n_k} D_j \cos \varphi_{ij}, \quad (4.8)$$

что с учетом (4.5) позволяет получить

$$D_x^j = \sum_{j=1}^{n_k} D_j \cos \left[\frac{2\pi}{n_j} (i-1) + u \cdot \frac{2\pi}{n_j} \cdot \frac{j-1}{n_k-1} \right], \quad (4.9)$$

Суммируя D_x^j по всем плоскостям приведения, находим проекцию на оси x и y главного вектора дисбалансов агрегата от установки его рабочих элементов:

$$D_x = \sum_{j=1}^{n_k} \sum_{i=1}^{n_j} D_j \cos \left[\frac{2\pi}{n_j} (i-1) + u \cdot \frac{2\pi}{n_j} \cdot \frac{j-1}{n_k-1} \right], \quad (4.10)$$

$$D_y = \sum_{j=1}^{n_k} \sum_{i=1}^{n_j} D_j \sin \left[\frac{2\pi}{n_j} (i-1) + u \cdot \frac{2\pi}{n_j} \cdot \frac{j-1}{n_k-1} \right].$$

Значение $D_{ст}$ и угол φ_D главного вектора дисбалансов агрегата от установки его рабочих элементов определяется как

$$D_{ст} = \sqrt{D_x^2 + D_y^2}; \quad \varphi_D = \text{sign } D_y \arccos \frac{D_x}{D_{ст}}. \quad (4.11)$$

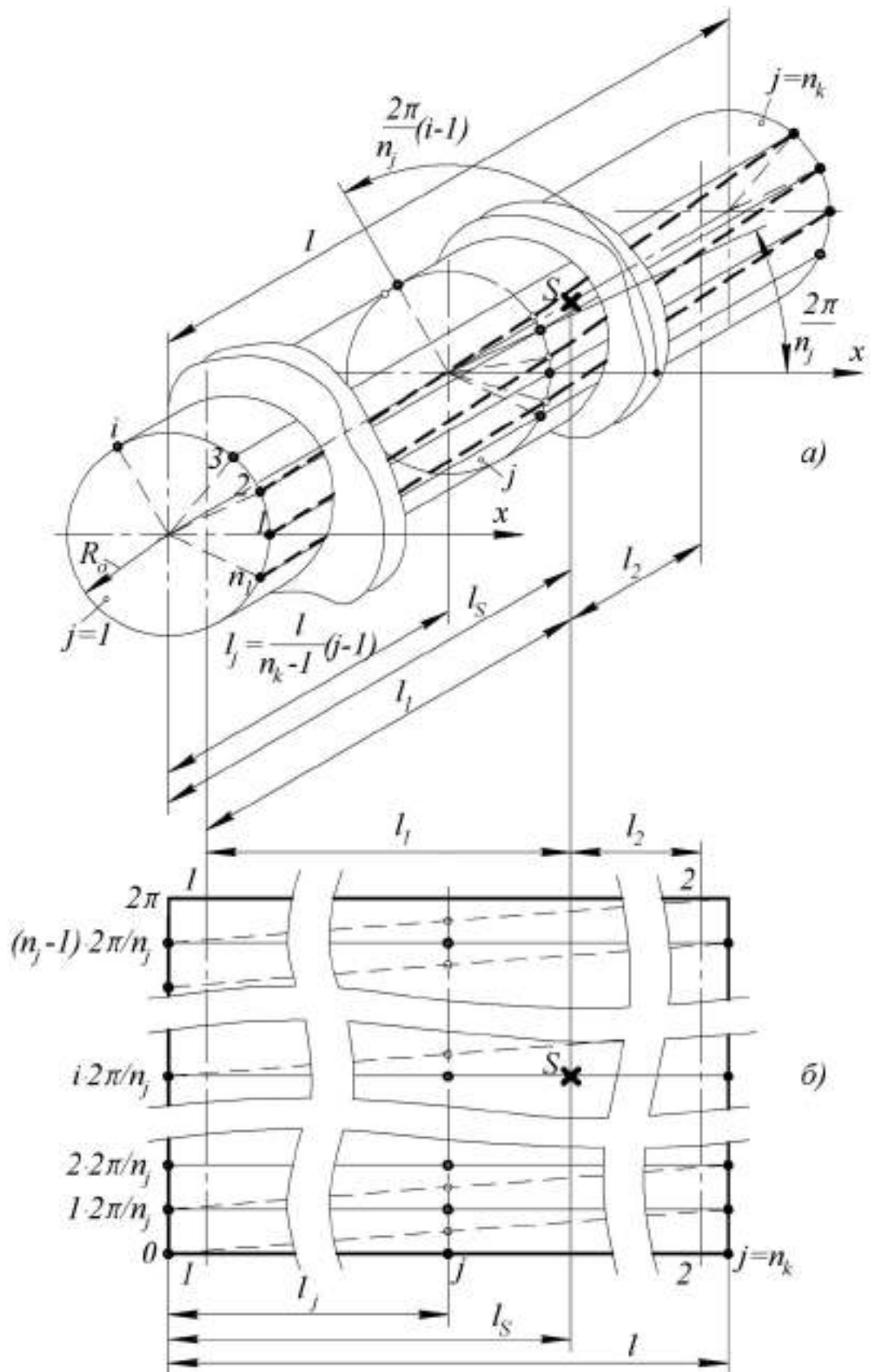


Рисунок 4.2 – Обобщенная модель (а) ротационного агрегата с рабочими элементами (\bullet) или (\bigcirc) и его развертка (б)

Проекции на ось x и y главного момента дисбалансов агрегата:

$$M_{D_x} = \sum_{j=1}^{n_k} \left[\frac{l}{n_k - 1} (j-1) - l_s \right] \sum_{i=1}^{n_j} D_j \sin \left[\frac{2\pi}{n_j} (i-1) + u \cdot \frac{2\pi}{n_j} \cdot \frac{j-1}{n_k - 1} \right], \quad (4.12)$$

$$M_{D_y} = \sum_{j=1}^{n_k} \left[l_s - \frac{l}{n_k - 1} (j-1) \right] \sum_{i=1}^{n_j} D_j \cos \left[\frac{2\pi}{n_j} (i-1) + u \cdot \frac{2\pi}{n_j} \cdot \frac{j-1}{n_k - 1} \right].$$

где l_s – расстояние от первой плоскости приведения ($j = 1$) до центра масс всей совокупности рабочих элементов агрегата.

Значение M_D главного момента дисбалансов от установки всех рабочих элементов агрегата и его угол φ_M определяются соотношениями:

$$M_D = \sqrt{M_{D_x}^2 + M_{D_y}^2}; \varphi_M = \text{sign } M_{D_x} \arccos \frac{M_{D_x}}{M_D}. \quad (4.13)$$

Для формализации расчетов найденных выше характеристик D_{ct} , φ_D , M_D , φ_M неуравновешенности представим зависимости (4.10) и (4.12), в матричном виде. Применяя формулы для суммы тригонометрических функций, получим:

$$\begin{aligned} D_x &= \sum_{j=1}^{n_k} \cos \left[u \cdot \frac{2\pi}{n_j} \cdot \frac{j-1}{n_k - 1} \right] \sum_{i=1}^{n_j} D_j \cos \left[\frac{2\pi}{n_j} (i-1) \right] - \\ &\quad - \sum_{j=1}^{n_k} \sin \left[u \cdot \frac{2\pi}{n_j} \cdot \frac{j-1}{n_k - 1} \right] \sum_{i=1}^{n_j} D_j \sin \left[\frac{2\pi}{n_j} (i-1) \right]; \\ D_y &= \sum_{j=1}^{n_k} \cos \left[u \cdot \frac{2\pi}{n_j} \cdot \frac{j-1}{n_k - 1} \right] \sum_{i=1}^{n_j} D_j \sin \left[\frac{2\pi}{n_j} (i-1) \right] - \\ &\quad - \sum_{j=1}^{n_k} \sin \left[u \cdot \frac{2\pi}{n_j} \cdot \frac{j-1}{n_k - 1} \right] \sum_{i=1}^{n_j} D_j \cos \left[\frac{2\pi}{n_j} (i-1) \right]; \end{aligned} \quad (4.14)$$

Аналогично получим:

$$\begin{aligned} M_{D_x} &= \sum_{j=1}^{n_k} \left[\frac{l}{n_k - 1} (j-1) - l_s \right] \cos \left[u \cdot \frac{2\pi}{n_j} \cdot \frac{j-1}{n_k - 1} \right] \sum_{i=1}^{n_j} \sin \left[\frac{2\pi}{n_j} (i-1) \right] + \\ &\quad + \sum_{j=1}^{n_k} \left[\frac{l}{n_k - 1} (j-1) - l_s \right] \sin \left[u \cdot \frac{2\pi}{n_j} \cdot \frac{j-1}{n_k - 1} \right] \sum_{i=1}^{n_j} D_i \cos \left[\frac{2\pi}{n_j} (i-1) \right]; \\ M_{D_y} &= - \sum_{j=1}^{n_k} \left[\frac{l}{n_k - 1} (j-1) - l_s \right] \cos \left[u \cdot \frac{2\pi}{n_j} \cdot \frac{j-1}{n_k - 1} \right] \sum_{i=1}^{n_j} \cos \left[\frac{2\pi}{n_j} (i-1) \right] + \\ &\quad + \sum_{j=1}^{n_k} \left[\frac{l}{n_k - 1} (j-1) - l_s \right] \sin \left[u \cdot \frac{2\pi}{n_j} \cdot \frac{j-1}{n_k - 1} \right] \sum_{i=1}^{n_j} D_i \sin \left[\frac{2\pi}{n_j} (i-1) \right]; \end{aligned} \quad (4.15)$$

Вводя матрицы

$$[\varphi_i] = \frac{2\pi}{n_j} [0 \ 1 \ 2 \ \dots \ i \ \dots \ (n_j - 1)] \text{ размера } (1 \times n_j);$$

$$\{\varphi_j\} = u \cdot \frac{2\pi}{n_j(n_k - 1)} \{0 \ 1 \ 2 \ \dots \ j \ \dots \ (n_k - 1)\} \text{ размера } (n_k \times 1);$$

$$[l_j] = \frac{l}{n_k - 1} \text{diag} [0 \ 1 \ 2 \ \dots \ j \ \dots \ (n_k - 1)] \text{ размера } (n_j \times n_j);$$

$[E_{n_k}]$ – единичную матрицу размера $(n_k \times n_k)$, а также рассчитав матрицы $[\cos \varphi_i]$,

$[\sin \varphi_i]$, $\{\cos \varphi_j\}$, $\{\sin \varphi_j\}$, проекции $\bar{D}_{\text{ст}}$ и \bar{M}_D на координатные оси запишем в виде:

$$\begin{aligned} D_x &= [\cos \varphi_i][D_{ij}]\{\cos \varphi_j\} - [\sin \varphi_i][D_{ij}]\{\sin \varphi_j\}; \\ D_y &= [\sin \varphi_i][D_{ij}]\{\cos \varphi_j\} + [\cos \varphi_i][D_{ij}]\{\sin \varphi_j\}; \end{aligned} \quad (4.16)$$

$$\begin{aligned} M_{D_x} &= [\sin \varphi_i][D_{ij}](\{l_j\} - l_z[E_{n_k}])\{\cos \varphi_j\} + [\cos \varphi_i][D_{ij}](\{l_j\} - l_z[E_{n_k}])\{\sin \varphi_j\}; \\ M_{D_y} &= -[\cos \varphi_i][D_{ij}](\{l_j\} - l_z[E_{n_k}])\{\sin \varphi_j\} + [\sin \varphi_i][D_{ij}](\{l_j\} - l_z[E_{n_k}])\{\cos \varphi_j\}. \end{aligned} \quad (4.17)$$

В случае $u = 0$ имеем $\{\cos \varphi_j\} = \{E_{n_k}\}$ – единичная матрица-столбец размера $(n_k \times 1)$,

$\{\sin \varphi_j\}$ – нулевая матрица-столбец размера $(n_k \times 1)$ и уравнения (4.16) – (4.17) для

расчета проекций $\bar{D}_{\text{ст}}$, \bar{M}_D на координатные оси существенно упрощаются:

$$\begin{aligned} D_x &= [\cos \varphi_i][D_{ij}]\{E_{n_k}\}; D_y = [\sin \varphi_i][D_{ij}]\{E_{n_k}\} \\ M_{D_x} &= [\sin \varphi_i][D_{ij}](\{l_j\} - l_z[E_{n_k}]); M_{D_y} = -[\cos \varphi_i][D_{ij}](\{l_j\} - l_z[E_{n_k}]), \end{aligned} \quad (4.18)$$

где $\{l_j\} = [l_j]\{E_{n_k}\} = \frac{l}{n_k - 1} \{0 \ 1 \ 2 \ \dots \ j \ \dots \ (n_k - 1)\}$ – матрица-столбец размера $(n_k \times 1)$.

Значения и углы $\bar{D}_{\text{ст}}$, \bar{M}_D определяются по (4.11), (4.13), и если $D_{\text{ст}} \neq 0$ и/или $\bar{M}_D \neq 0$, то в конструкцию агрегата надо заведомо вносить корректирующие дисбалансы в двух произвольно определенных (отстоящих от S на расстояния l_1 и l_2 – рисунок 4.2) плоскостях коррекции. Используя известные из [23, 85] уравнения приведения главного вектора $\bar{D}_{\text{ст}}$ и главного момента \bar{M}_D к двум дисбалансам в этих плоскостях коррекции, получили следующий алгоритм расчета значений и углов корректирующих дисбалансов \bar{D}_{k1} , \bar{D}_{k2} и значений корректирующих масс m_{k1} , m_{k2}

$$\begin{aligned}
D_{1x} &= \frac{D_{\text{ср}} l_2 \cos \varphi_D + M_D \sin \varphi_M}{l_1 + l_2}; D_{1y} = \frac{D_{\text{ср}} l_2 \sin \varphi_D - M_D \cos \varphi_M}{l_1 + l_2}; \\
D_{\kappa 1} &= \sqrt{D_{1x}^2 + D_{1y}^2}; \varphi_{\kappa 1} = \pm \pi + \text{sign}(D_{1y}) \arccos \frac{D_{1x}}{D_{\kappa 1}} \leq 2\pi; \\
D_{2x} &= \frac{D_{\text{ср}} l_1 \cos \varphi_D - M_D \sin \varphi_M}{l_1 + l_2}; D_{2y} = \frac{D_{\text{ср}} l_1 \sin \varphi_D + M_D \cos \varphi_M}{l_1 + l_2}; \\
D_{\kappa 2} &= \sqrt{D_{2x}^2 + D_{2y}^2}; \varphi_{\kappa 2} = \pm \pi + \text{sign}(D_{2y}) \arccos \frac{D_{2x}}{D_{\kappa 2}} \leq 2\pi; \\
m_{\kappa 1} &= \frac{D_{\kappa 1}}{R_{\kappa 1}}; m_{\kappa 2} = \frac{D_{\kappa 2}}{R_{\kappa 2}}
\end{aligned} \tag{4.19}$$

где $R_{\kappa 1}$, $R_{\kappa 2}$ – принимаемые проектировщиком радиусы установки корректирующих масс $m_{\kappa 1}$, $m_{\kappa 2}$ в соответствующих плоскостях коррекции 1-1, 2-2 (рисунок 4.2, б) создаваемого агрегата.

Разместив на чертеже агрегата отдельные детали с массами $m_{\kappa 1}$, $m_{\kappa 2}$ в соответствующих точках плоскостей 1-1, 2-2, определенных углами $\varphi_{\kappa 1}$, $\varphi_{\kappa 2}$, и радиусами $R_{\kappa 1}$, $R_{\kappa 2}$, проектировщик конструктивно осуществляет корректировку неуравновешенности агрегата, вносимой инерционно-несимметричной установкой его рабочих элементов. Если же предусмотрена инерционно-симметричная установка рабочих элементов с выполнением условий (4.4), то расчеты корректирующих дисбалансов и их размещение в конструкции создаваемого агрегата не производятся.

Приведенные выше соотношения являются общими, так как могут быть использованы при любом (принятом проектировщиком и обоснованном теми или иными конструктивными, технологическими или эксплуатационными причинами) размещении рабочих элементов по цилиндрической поверхности создаваемого ротационного агрегата. Это размещение учитывается конфигурацией исходно задаваемой матрицы $[D_{ij}]$, формируемой по схеме развертки отмеченной цилиндрической поверхности с учетом сделанных выше замечаний.

На рисунке 4.3 представлена блок-схема алгоритма, формализующего решение задачи обеспечения инерционной симметрии проектируемого ротационного агрегата. Из пояснений к этой блок-схеме отметим следующее:

в блоке 2 вводятся критерии t и q . $t = 1$, если агрегат имеет в своем составе детали (сборочные единицы), заведомо имеющие неуравновешенные массы (кулачки, отметчики оборотов и т.п.); $t = 0$, если агрегат имеет в своем составе рабочие элементы (ножи, молотки, бичи и т.п.), расположенные на периферийной цилиндрической поверхности. $q = 1$, если агрегат имеет в своем составе рабочие элементы (ножи, молотки, бичи и т.п.), расположенные на периферийной цилиндрической поверхности. $q = 0$ при отсутствии таких элементов.

блок 3 — условный переход, при выполнении условия которого в блоках 4, 5 осуществляется расчет и корректируются локальные дисбалансы, имеющиеся у деталей (сборочных единиц) агрегата. Эти расчеты производятся по известным методикам и программным средствам, используемым в блоке 4.

блок 6 — условный переход. При наличии у агрегата рабочих элементов ($q = 1$) в блоке 7 вводятся следующие исходные для последующих расчетов: n_1 — число рядов рабочих элементов, размещенных вдоль оси агрегата; n_2 — число плоскостей приведения, перпендикулярных оси агрегата, в которых устанавливаются рабочие элементы; L — расстояние между крайними плоскостями приведения агрегата; D_c — значение дисбаланса, вносимого в конструкцию агрегата одним рабочим элементом, определенное выше как произведение массы m_0 этого элемента на расстояние R_c от его центра масс до оси вращения агрегата; $[D_c]$ — введенная выше (например, (4.6), (4.6)) матрица размещения рабочих элементов на цилиндрической поверхности агрегата, формируемая с помощью построения развертки этой поверхности (например, рисунок 4.1); L_1, L_2 — осевые расстояния от принятых плоскостей коррекции 1-1, 2-2 дисбалансов рабочих элементов до центра S масс полной совокупности этих элементов (рисунок 4.2, б); R_{k1}, R_{k2} — радиусы установки корректирующих масс в плоскостях коррекции 1-1, 2-2. В блоке 8 дополнительно вводятся: значение n , определяющее способ размещения рабочих элементов вдоль оси агрегата ($n = 0$, если рабочие элементы размещены по образующей цилиндрической поверхности (рисунок 4.1, а, б); $n = 1$, если эти элементы размещены на отрезке спирали (рисунок 4.1, а, в)); $[K_n]$ — единичная матрица размера $(n_k \times n_k)$; $[E_n]$ — столбец с единичными элементами размера $(n_k \times 1)$;

в блоках 9–14 производится оценка инерционной симметрии размещения рабочих элементов агрегата. Если условие инерционной симметрии их расположения выполняется ($A = 0, B = 0$), то от блока 14 расчет переходит к блоку 25. Если это условие не выполняется (A и/или B не обращаются в ноль), то расчет переходит к блоку 15.

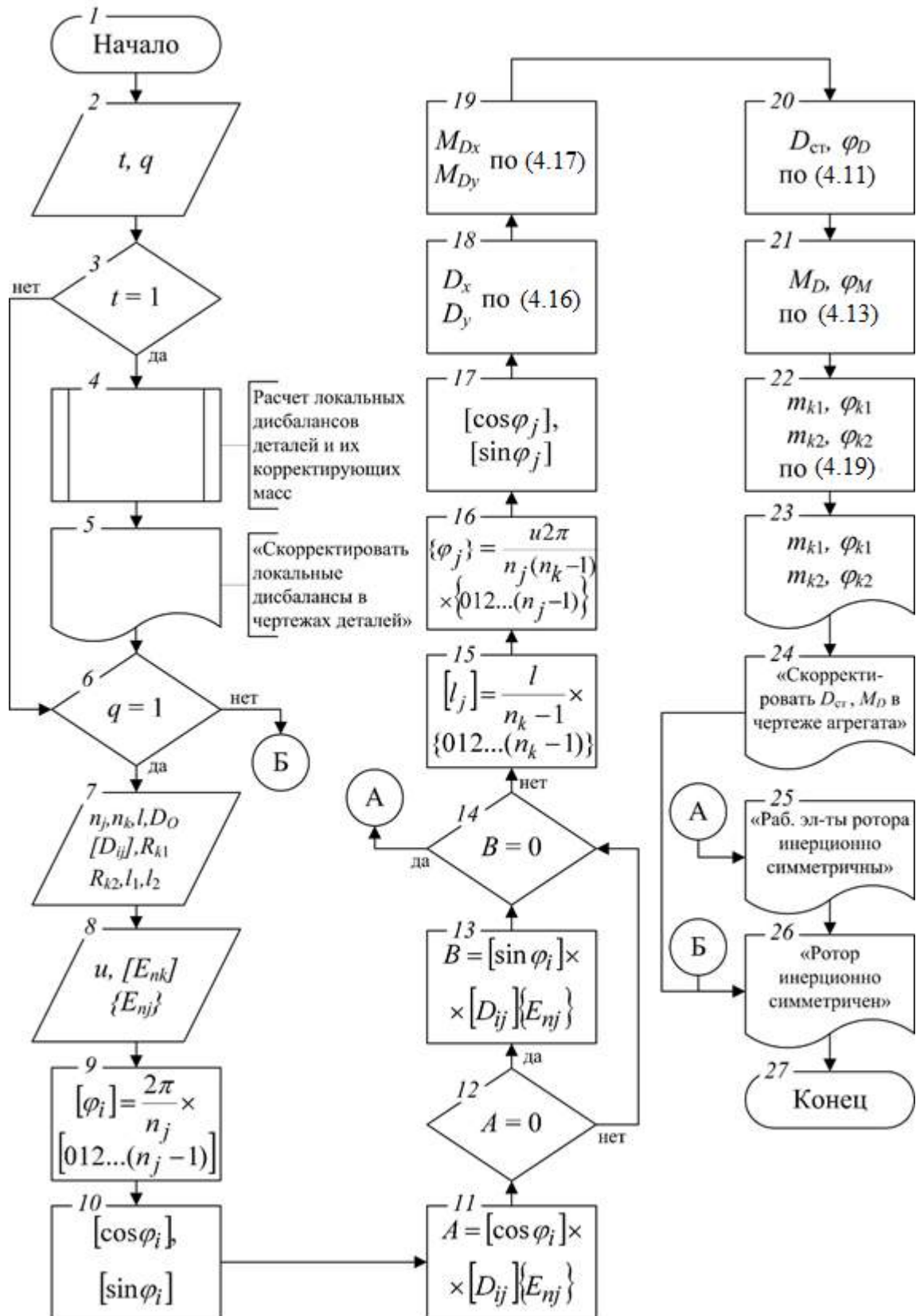


Рисунок 4.3 – Блок-схема алгоритма расчетов по обеспечению инерционной симметрии проектируемого роторного агрегата

- в блоках 15–22 осуществляется расчет корректирующих масс m_{k1} , m_{k2} и углов φ_{k1} , φ_{k2} их установки в плоскостях коррекции 1-1, 2-2 проектируемого агрегата, которые выдаются на печать в блоке 23;
- блок 24 содержит информацию для проектировщика о необходимости спроектировать детали агрегата массой m_{k1} , m_{k2} , которые необходимо изобразить на его чертеже на углах φ_{k1} , φ_{k2} в плоскостях 1-1, 2-2 на расстояниях R_{k1} , R_{k2} от центров масс этих деталей до оси агрегата, жестко соединив их с агрегатом;
- блоки 25, 26 представляют проектировщику информацию о результатах анализа и синтеза инерционной симметрии идеально исполненной конструкции проектируемого роторного агрегата машины;
- блок 27 – конец расчетов.

4.3. Обоснование метода балансировки агрегата и/или его сборочных единиц

В зависимости от принятой организации технологического процесса балансировки агрегата (поддетальная, в сборе, комплексная, последовательная [103]), назначается метод балансировки – статический или динамический [20].

Важность обоснованного решения этого вопроса следует из того, что стоимость оборудования и трудоемкость статической балансировки существенно ниже динамической [9]. Однако необоснованное применение статической балансировки может не только не обеспечить требуемую уравновешенность ротора, но и оказаться вредным.

Как отмечено в п. 1.3.3, решение отмеченной задачи остается открытым. Для поиска этого решения рассмотрим двухопорный роторный агрегат сборной конструкции, который включает в себя несколько сборочных единиц на общем валу, балансируемых отдельно. Для каждой сборочной единицы следует обосновать метод балансировки с учетом особенностей ее конструкции и места установки в агрегате. Аналогичная задача решается, если требуется балансировка агрегата в сборе.

Будем рассматривать балансируемое изделие как однородный гладкий цилиндр (диаметр d , длина l). Показатели неуравновешенности изделия моделируем в виде эксцентриситета e массы и угла α наклона главной оси инерции цилиндра относительно оси посадочного отверстия изделия на валу ротора. Все модели роторов с

балансируемыми сборочными единицами можно привести к одной из схем, показанных на рисунке 4.4.

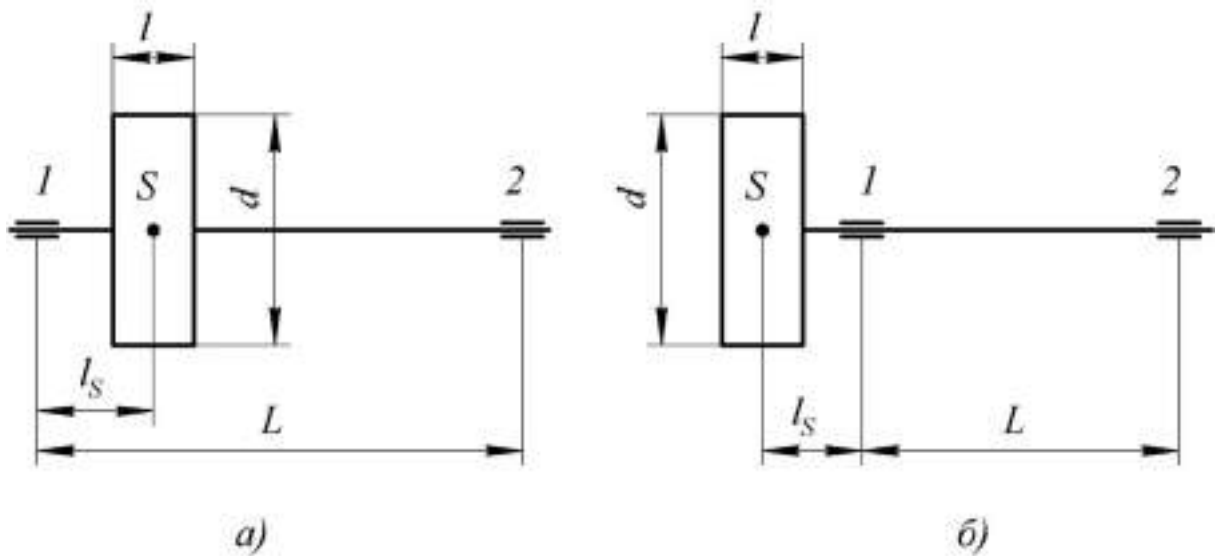


Рисунок 4.4 – Схема межопорного (а) и консольного (б) роторов

Как уже отмечалось, в определенных условиях статическая балансировка может увеличивать динамическую нагруженность опор. При этом дисбаланс ротора, приведенный к наиболее нагруженной опоре после статической балансировки, может оказаться больше дисбаланса, приведенного к той же опоре до балансировки.

Для межопорного ротора (рисунок 4.4, а) максимально возможный дисбаланс, приведенный к опоре до балансировки, находим по формуле:

$$D_{1\max} = D_{\text{ст.н}} \frac{L - l_s}{L} + \frac{M_D}{L}, \quad (4.20)$$

где l_s – расстояние от центра S масс балансируемой сборочной единицы до ближайшей опоры ($l_s \leq 0,5L$); $D_{\text{ст.н}}$ – главный вектор начальных дисбалансов; M_D – главный момент начальных дисбалансов.

Идеальная статическая балансировка изделия (с валом ротора или без него) теоретически должна полностью устранять $\bar{D}_{\text{ст.н}}$ в центральной плоскости приведения вне зависимости от принятой плоскости, в которой устанавливается корректирующий дисбаланс $\bar{D}_k = -\bar{D}_{\text{ст.н}}$. Однако, если \bar{D}_k устанавливается в торцевой плоскости коррекции изделия, то возникает дополнительный моментный дисбаланс:

$$M_{D_k} = 0,5D_{\text{ст.н}} l. \quad (4.21)$$

В наиболее неблагоприятном случае последний может суммироваться с M_D , обеспечивая наибольший дисбаланс, приведенный к каждой из опор:

$$D_{\text{max}}^{\Sigma} = \frac{M_D + M_{D_k}}{L} = \frac{M_D}{L} + \frac{0,5D_{\text{ст.н}} l}{L}. \quad (4.22)$$

Описанная статическая балансировка не дает положительного эффекта, если $D_{\text{max}}^{\Sigma} \geq D_{1\text{max}}$. Подставив полученные значения, имеем:

$$\frac{l}{2} \geq L - l_s. \quad (4.23)$$

Для консольного ротора (рисунок 4.4, б) наибольший дисбаланс, приведенный к наиболее нагруженной опоре 1 до балансировки:

$$D_{1\text{max}} = D_{\text{ст.н}} \frac{L + l_s}{L} + \frac{M_D}{L}. \quad (4.24)$$

При статической балансировке консольного ротора, так же, как и рассмотренного выше межопорного ротора, справедливо выражение (4.22) для максимального возможного дисбаланса, приведенного к опорам. Условие неэффективного использования статической балансировки консольного ротора имеет вид:

$$\frac{l}{2} \geq L + l_s. \quad (4.25)$$

Условия (4.23), (4.25) выполняются для ротационных агрегатов, опоры 1 и 2 которых лежат внутри тела ротора. Для таких роторов статическая балансировка с корректировкой $\bar{D}_{\text{ст.н}}$ в торцевой плоскости недопустима, так как она ухудшает динамическое состояние ротора. В этом случае применяется динамическая балансировка в двух плоскостях коррекции.

Статическая балансировка с корректировкой $\bar{D}_{\text{ст.н}}$ в одной центральной плоскости или в двух торцевых плоскостях не приводит к возникновению момента M_{D_k} по формуле (4.21). Однако даже в этом случае статическая балансировка будет недопустима, если после ее идеального выполнения ($\bar{D}_k = -\bar{D}_{\text{ст.н}}$) значения остаточного дисбаланса хотя бы в одной из плоскостей приведения, совпадающих с опорами 1 и 2 , будут превышать допустимое значение. Поэтому условия (4.23) и (4.25) являются необходимыми, но недостаточными.

Достаточное условие эффективного использования статической балансировки имеет вид:

$$D_{\text{ос.1,2}} \leq D_{\text{доп.1,2}}, \quad (4.26)$$

где $D_{\text{ос.1,2}}$, $D_{\text{доп.1,2}}$ – остаточный и допустимый дисбалансы в плоскостях приведения, совпадающих с опорами агрегата, после статической балансировки изделия.

При раскрытии последнего условия для схем, приведенных на рисунке 4.4, учитываем следующие допущения:

– статическая балансировка изделия выполняется идеально ($\bar{D}_k = -\bar{D}_{\text{ст.н}}$) и корректно ($M_{D_k} = 0$);

– максимальный центробежный момент инерции J_{xy} , равный моменту M_D дисбаланса неуравновешенного ротора, определяется по [36] как

$$M_D = J_{xy} = \frac{m\alpha_{\text{max}}}{4} \left(\frac{d^2}{4} - \frac{l^2}{3} \right), \quad \text{где } m \text{ – масса балансируемого изделия; } \alpha_{\text{max}} \text{ –}$$

максимальный возможный угол между главной центральной осью инерции и осью вращения (ось посадочного отверстия на валу агрегата), который может иметь место вследствие анизотропии масс сборочной единицы, погрешностей изготовления и сборки;

– класс точности балансировки ротационного агрегата устанавливаются стандарты [23, 53]; заданным считается максимальное допустимое значение критерия $(e\omega)_{\text{max}}$ качества балансировки для данного класса, одинаковое для агрегата в сборе и каждой его сборочной единицы;

– эксплуатационными и технологическими дисбалансами как от погрешностей сопряжения каждой балансируемой сборочной единицы агрегата с валом, так и от погрешностей самого вала пренебрегаем.

После статической балансировки, с учетом первого допущения, равные по величине остаточные дисбалансы в плоскостях приведения, совпадающих с опорами агрегата, имеют вид:

$$D_{\text{ос.1,2}} = \frac{|M_D|}{L} = \frac{m\alpha_{\text{max}}}{4L} \left| \frac{d^2}{4} - \frac{l^2}{3} \right|. \quad (4.27)$$

Предельное допустимое значение $D_{\text{ст доп}}$ главного вектора дисбалансов, соответствующее найденному критерию $(e\omega)_{\text{max}}$ качества балансировки, находим по формуле (4.3).

Распределяя статически $D_{\text{ст доп}}$ между плоскостями приведения, совпадающими с опорами 1 и 2, получим допустимые дисбалансы: для межопорного ротора (рисунок 4.4, а) при $l_s \leq 0,5L$: $D_{\text{доп1}} = D_{\text{ст доп}} \frac{L-l_s}{L}$, $D_{\text{доп2}} = D_{\text{ст доп}} \frac{l_s}{L}$, $D_{\text{доп1}} > D_{\text{доп2}}$; для консольного ротора (рисунок 4.4, б): $D_{\text{доп1}} = D_{\text{ст доп}} \frac{L+l_s}{L}$, $D_{\text{доп2}} = D_{\text{ст доп}} \frac{l_s}{L}$, $D_{\text{доп1}} > D_{\text{доп2}}$.

Подставив в условие (4.26) выражение (4.27) и наименьшее из найденных значений $D_{\text{доп.1,2}}$ с учетом формулы (4.3) и выполнив сокращения, независимо от типовой схемы ротора получим условие:

$$\frac{1}{l_s} \left| \frac{d^2}{4} - \frac{l^2}{3} \right| \leq \frac{120}{\pi n_{\text{max}}} \frac{(e\omega)_{\text{max}}}{\alpha_{\text{max}}}, \quad (4.28)$$

где n_{max} – максимальная частота вращения ротационного агрегата в эксплуатации, мин^{-1} .

Правая часть выражения (4.28) содержит величины α_{max} и $(e\omega)_{\text{max}}$, характеризующие точность изготовления и точность балансировки ротационного агрегата, его сборочных единиц и деталей. Для изделия, изготовленного с низкой точностью (большое значение α_{max}), нельзя выполнить балансировку с высоким классом точности (малое значение $(e\omega)_{\text{max}}$). Как и нельзя для изделия, изготовленного с высокой точностью, выполнять балансировку по низкому классу точности. Поэтому справедлива прямая корреляционная зависимость $(e\omega)_{\text{max}} = k\alpha_{\text{max}}$, где k – коэффициент корреляционной связи, полученный в результате анализа балансируемых роторов и роторных систем.

Для нахождения точного значения k необходимы многочисленные исследования. На кафедре «Теория механизмов и машин» Донского государственного технического университета были проведены исследования для ротационных агрегатов, сборочных единиц и деталей зерноуборочных машин [74], в ходе которых было установлено, что для принятого в комбайностроении класса точности производства максимальные значения $\alpha_{\text{max}} = 3^\circ = 0,0524$ рад.

Стандарты [23,53] рекомендует балансировать части сельскохозяйственных машин по пятому классу точности, т. е. $(e\omega)_{\max} = 16 \text{ мм}\cdot\text{с}^{-1}$, следовательно, для этих машин $k = 305,6 \text{ мм}\cdot\text{с}^{-1}$. Принимая в первом приближении то же значение k для машин иного назначения и класса точности изготовления, подставив в формулу (4.28), получим:

$$\frac{1}{l_s} \left| \frac{d^2}{4} - \frac{l^2}{3} \right| \leq \frac{11672}{n_{\max}}. \quad (4.29)$$

Данное условие связывает решение задачи выбора метода балансировки любого изделия с его конструктивными (l_s , d , l) и кинематическим (n_{\max}) параметрами. Если данное условие выполняется, то изделие можно балансировать статически с корректировкой главного вектора его дисбалансов в двух плоскостях коррекции по торцам изделия, как рекомендовано в работе [103].

Достаточное условие эффективной статической балансировки выполняется для сборочной единицы или агрегата в сборе при $l/d = 0,866$, если левая часть условия (9) равна нулю. Изделия с $l/d \approx 0,866$, а не как это принято на сегодняшний день – $l/d \leq 0,2 \dots 0,25$, можно балансировать статически с обеспечением требований стандартов [23, 53] к качеству балансировки собранного ротационного агрегата.

Для примера рассмотрим обоснование метода балансировки сборочных единиц агрегата, схема которого представлена на рисунке 4.5. Организация технологического процесса балансировки данного агрегата – поддетальная, что предусматривает отдельную балансировку элемента привода 3 и исполнительного органа 4. На машине агрегат собирается из сбалансированных сборочных единиц, дополнительно балансировку в сборе не выполняют. Максимальная частота вращения агрегата $n_{\max} = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Необходимые условия (4.23) и (4.25) эффективности статической балансировки обеспечиваются для каждой сборочной единицы агрегата, так как опоры не находятся в теле ни одной из них. Поэтому статическая балансировка каждой сборочной единицы в одной произвольной плоскости коррекции не ухудшит динамического состояния агрегата по сравнению с его состоянием до такой балансировки.

Проверяя достаточное условие эффективности статической балансировки элемента привода 3, составим расчетную схему по рисунку 4.4, б с параметрами: $d_1 = 500 \text{ мм}$, $l_1 = 100 \text{ мм}$, $l_{s1} = 200 \text{ мм}$. Подстановка этих данных в выражение (4.29)

показала, что для элемента привода 3 это условие не выполняется ($295,8 > 11,672$). Для исполнительного органа 4 (рисунок 4.4, а) с параметрами: $d_1 = 300$ мм, $l_2 = 1200$ мм, $l_{s2} = 750$ мм, условие (4.29) также не выполняется ($610 > 11,672$). Следовательно, сборочные единицы 3 и 4 данного ротационного агрегата необходимо балансировать динамически и отдельно.

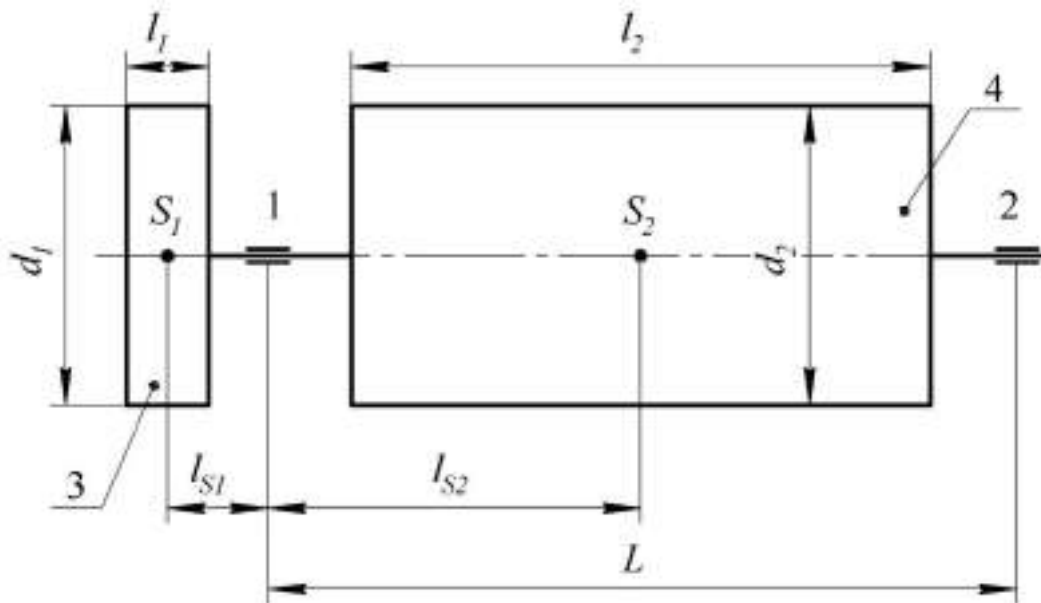


Рисунок 4.5 – Типовая схема ротационного агрегата машины
(1, 2 – опоры, 3 – элемент привода агрегата, 4 – рабочий орган)

Таким образом, существующий критерий обоснования возможности статической балансировки изделия с $l/d \leq 0,2 \dots 0,25$, предлагаемый справочной литературой, следует признать несостоятельным. Если следовать ему, рассмотренный в примере элемент привода агрегата допускает статическую балансировку, что, как показывают расчеты, не гарантирует выполнения требований к уравновешенности агрегата по действующим стандартам.

4.4. Обоснование класса ротора, методики и конструктивных нормативов его балансировки

Как отмечено в п.1.2 настоящей работы, исчерпывающая классификация роторов, как объектов балансировки, разработана для ряда оговоренных в этом пункте классификационных признаков (изменяемость геометрии ротора, изнашиваемость его

рабочих элементов, способ организации технологического процесса балансировки, частота вращения при балансировке). Для каждого из определенных по этим признакам класса роторов разработаны методические рекомендации по технологии балансировки и расчету ее конструктивных нормативов, обеспечивающих уравновешенность этого класса роторов в эксплуатации.

Там же отмечено, что исключением является классификация роторов по признаку «гибкость» – признаку, коренным образом определяющему технологию, конструктивные и технологические нормативы балансировки ротора и/или его отдельной сборочной единицы, балансируемых динамически. Недостатки принятой в настоящее время [103] классификации роторов по этому признаку (они полностью отражены в п. 1.2), связанные с использованием количественного критерия $\omega/\omega_{кр1}$, могут быть ликвидированы с помощью построенной в п. 2 настоящей работы механико-математической модели неуравновешенности ротора.

Разработка теоретических предпосылок новой оригинальной классификации роторов по признаку «гибкость» и введение обоснованных количественных оценок разграничения классов жестких, квазижестких, квазигибких и гибких роторов осуществлены автором настоящего исследования в [88] и использованы в [94] для классификации ротационных агрегатов сельскохозяйственных машин. Характерным для таких роторов является их балансировка по первой собственной форме изгиба оси, для которой и введены отмеченные выше классы роторов. Для каждого из этих классов разработаны (хотя и не в полной мере) методы балансировки, обеспечивающие достижение поставленной в п. 4.1 цели. Вместе с тем, эта классификация не учитывает наличие в практике машиностроения ротационных агрегатов, требующих балансировки не по первой, а по более высоким собственным формам изгиба оси.

Отмеченное указывает на необходимость доработки предложенной в [88] классификации. В первую очередь, эта доработка касается установления собственной формы изгиба оси проектируемого ротора, по которой должна осуществляться его балансировка. Для этого, имея количественные оценки параметров m , l , E , J модели, найденные априори, по уравнению (2.22) при $n = 1$ находим первую критическую скорость вращения ротора

$$\omega_{кр1} = 10 \cdot \sqrt{\frac{EJ}{ml^3}}. \quad (4.30)$$

и определяем спектр его критических частот:

$$\omega_{кр1}\omega_{кр2} = 4\omega_{кр1}\dots\omega_{крn} = n^2\omega_{кр1}\dots \quad (4.31)$$

Если максимальная эксплуатационная скорость $\omega_{э\max}$ вращения проектируемого ротора удовлетворяет условию:

$$\omega_{кр(n-1)} < \omega_{э\max} \leq \omega_{крn} \quad \text{или} \quad (n-1)^2 < \frac{\omega_{э\max}}{\omega_{кр1}} \leq n^2, \quad (4.32)$$

то проектируемый ротор необходимо балансировать по n -й собственной форме. Если задаваемое значение $\omega_{э\max}$ удовлетворяет условию (4.32) при $n = 1$, то ротор необходимо балансировать по 1-й собственной форме – наиболее частый в практике машиностроения случай. Если же это условие удовлетворяется при $n > 1$, то проектируемый ротор должен балансироваться по всем собственным формам от 1 до n . Если ротор требует балансировки только по $n = 1$ -й собственной форме, то, в зависимости от значения $\alpha_1 = \omega_{э\max}/\omega_{кр1}$, он может быть отнесен к классу жестких, квазижестких или квазигибких роторов; при необходимости его балансировки по $n > 1$ -й собственной форме ротор относится только к классу гибких роторов.

Для каждого из введенных классов роторов разрабатывается своя технология балансировки и обосновываются необходимые для ее качественной реализации конструктивные и технологические нормативы. К первым относятся: ω_δ – угловая скорость агрегата при его балансировке; число n_k и координаты l_j расположения вдоль оси ротора его плоскостей коррекции; нормы точности балансировки, определяемые значениями $D_{допj}$ допустимых дисбалансов в $j = 1\dots n_k$ плоскостях коррекции агрегата и/или его отдельно балансируемой динамически сборочной единицы, достигаемые при выполнении балансировки.

Реализация целевого назначения технологического процесса балансировки, сформулированного в п. 4.1 с помощью условий (4.1) и достигаемого на балансировочном станке, требует введения ряда ограничений, определяемых как условиями безопасности проведения самой балансировки, так и условиями безопасности функционирования ротора в составе работающей машины. К этим ограничениям относятся следующие:

– теоретическое предельное значение $D_{нпр}(\omega_\delta)$ главного вектора начальных дисбалансов ротора, приведенного во вращение со скоростью ω_δ на балансировочном

станке, не должно превышать максимального допустимого значения $[D]$ дисбаланса, которое можно измерить и скорректировать на балансировочном станке, принятом для реализации технологического процесса балансировки проектируемого ротационного агрегата:

$$D_{\text{нпр}}(\omega_{\delta}) \leq [D], \quad (4.33)$$

где $[D]$ определяется по паспорту балансировочного станка, а

$$D_{\text{нпр}}(\omega_{\delta}) = \sqrt{\left(D_{\text{н1}}^{(\omega_{\delta})}\right)^2 + \sum_{j=1}^{n_k} D_{\text{нjпр}}^2}, \quad (4.34)$$

в котором $D_{\text{нjпр}}$ – оценки практически предельных значений начальных дисбалансов в плоскостях коррекции $j = 1 \dots n_k$ балансируемого ротора, которые находятся с учетом методических рекомендаций п. 4.3, а

$$D_{\text{н1}}^{(\omega_{\delta})} = \frac{5}{8} m \frac{y_{1\text{max}}}{1 - 0,01 \frac{\omega_{\delta}^2 m l^3}{EJ}}, \quad (4.35)$$

определенному по (2.31) с учетом (2.30), (2.28) при $\omega = \omega_{\delta} \leq \omega_{\text{кр1}}$.

Нарушение условия (4.33) ведет к поломке балансировочного станка – стрела $Y_{1\text{max}}^{(\omega_{\delta})}$ прогиба оси ротора, сбалансированного на эксплуатационной скорости ω_{δ} вращения, не должна превосходить минимального допустимого значения Z_{min} зазора между периферийными вращающимися элементами конструкции ротора и неподвижными частями конструкции машины:

$$Y_{1\text{max}}^{(\omega_{\delta})} < Z_{\text{min}}, \quad (4.36)$$

где

$$Y_{1\text{max}}^{(\omega_{\delta})} = \frac{y_{1\text{max}}}{1 - 0,01 \frac{\omega_{\delta}^2 m l^3}{EJ}}, \quad (4.37)$$

определенному по (2.30) с учетом (2.28) при $\omega = \omega_{\delta}$. Нарушение условия (4.36) ведет к поломке машины.

Ротационные агрегаты с податливой осью вращения, как правило, представляют собой трубу с сваренными цапфами и элементами привода (шкивы, звездочки и т.п.), с рабочими элементами на наружной поверхности. В соответствии с ГОСТ Р 8732 и рекомендациями [88] для таких конструкций на проектной стадии их создания следует принимать

$$y_{1\max} = 0,75l, \text{ мм.} \quad (4.38)$$

В последнем уравнении l – в м. Характеристики сечения этой трубы определяют значения J и t , входящие в (4.35), (4.37).

Поскольку представленные ограничения, также, как и целевое назначение (4.1) технологического процесса балансировки ротационного агрегата, определяются его гибкостью, то классификацию роторов по признаку «гибкость» проводим с их учетом, выделяя классы абсолютно жестких (жестких), квазижестких, квазигибких и гибких роторов, балансируемых по первой собственной форме изгиба оси. Ниже определены эти классы и представлены особенности разработки нормативов и технологии балансировки для каждого из этих классов.

4.4.1. Жесткие роторы

Существующее и используемое в настоящее время определение понятия «жесткий ротор» трактует его как ротор, «...сбалансированный на частоте вращения, меньшей первой критической в двух плоскостях коррекции, у которого значения остаточных дисбалансов не будут превышать допустимые на всех частотах вращения, вплоть до наибольшей эксплуатационной. Жестким иногда называют ротор, первая критическая скорость $\omega_{\text{кр1}}$ вращения которого намного выше его эксплуатационной скорости ω_0 вращения, т.е. $\omega_0 \ll \omega_{\text{кр1}}$ » [103]. Недостатки этого определения связаны с отсутствием количественного критерия «жесткости» отмеченные в п. 1.2 настоящей работы. Данные недостатки устраняются только разработкой научных основ механики нежестких роторов. Создание этих основ, которому посвящены предыдущие главы настоящей работы, позволяет принципиально по-новому определить понятие «жесткий ротор».

Прежде всего заметим, что объективное отсутствие абсолютно жестких тел в природе заставляет вводить понятие «жесткий ротор» с оговоркой – «как объект балансировки». Обратим внимание что, цитированное выше определение жесткого ротора по [103] является противоречивым. Заметим, любой подпадающий под это определение ротор, будучи сбалансированным на скорости вращения $\omega_0 < \omega_0$, имеет на скорости ω_0 значения дисбалансов, превышающие значения остаточных дисбалансов, обеспеченных его балансировкой на скорости ω_0 . Поэтому любой «жесткий», по этому

определению, ротор, сбалансированный на скорости $\omega_6 < \omega_9$, с остаточными дисбалансами, равными допустимым значениям, на скорости ω_9 будет иметь дисбалансы, превышающие допустимые значения.

Основываясь на разработанных выше положениях механики нежесткого ротора и строя предлагаемую классификацию роторов по признаку «гибкость» с основой на сформулированных выше принципах обеспечения гарантии достижения целевого назначения технологического процесса балансировки (п. 4.1), безопасности реализации этого процесса и безопасности функционирования агрегата в работающей машине (п. 4.5), первым (необходимым) признаком жесткого ротора примем пренебрежимую малость (практическое отсутствие) дополнительного упругого прогиба его оси на эксплуатационной скорости ω_9 вращения и, как следствие, – дисбаланса $D_y(\omega_9)$, вызванного этим прогибом и определенного как

$$\bar{D}_y(\omega_9) = \frac{5}{8} m \bar{y}_{1y \max}^{(\omega_9)}, \quad (4.39)$$

где $\bar{y}_{1y \max}^{(\omega_9)}$ находится по (2.29) при $\omega = \omega_9$ и потому

$$D_y(\omega_9) = \frac{5}{8} m y_{1 \max} \frac{a_{19}}{1 - a_{19}} \leq 0,1 D_{\text{ст доп}}, \quad (4.40)$$

в котором $a_{19} = a_1$ находится по (2.28) при $\omega = \omega_9$.

Выполнение последнего неравенства отражает возможность рассмотрения проектируемого ротационного агрегата как жесткого. Допустимое значение $D_{\text{доп}}$ главного вектора дисбалансов такого жесткого ротора определяется тривиальным выражением:

$$D_{\text{доп}} = D_{\text{ст доп}}, \quad (4.41)$$

и балансировка такого ротора на любой скорости $\omega_8 \leq \omega_9$ непосредственно приводит к достижению цели (4.1) этой операции, обеспечивая

$$D_{\text{ост}}^{(\omega_8)} \leq D_{\text{доп}} = D_{\text{ст доп}}, \quad (4.42)$$

где $D_{\text{ост}}^{(\omega_8)}$ – значение главного вектора остаточных дисбалансов на эксплуатационной скорости ω_9 вращения ротора.

Дополнительной аргументацией справедливости последнего утверждения, также как и справедливости (4.40) как условия возможности отнесения исследуемого ротационного агрегата к классу жестких роторов, служит следующее.

Качественная балансировка любого реального ротора на скорости $\omega_\delta < \omega_\vartheta$ с точностью $D_{\text{доп}}$ по (4.41) обеспечивает выполнение условия:

$$\bar{D}_{\text{ост}}^{(\omega_\delta)} \leq \bar{D}_{\text{ст доп}}, \quad (4.43)$$

где $\bar{D}_{\text{ост}}^{(\omega_\delta)}$ – главный вектор остаточных дисбалансов ротора после его низкочастотной балансировки на скорости ω_δ .

Учитывая, что критерий ε_δ качества балансировки роторов по (4.2) в реальных условиях производства практически не превышает $\varepsilon_\delta = 0,9$ (см. п. 4.1), то низкочастотная балансировка на скорости $\omega_\delta < \omega_\vartheta$ обеспечит выполнение условия:

$$\bar{D}_{\text{ост}}^{(\omega_\delta)} \leq 0,9\bar{D}_{\text{ст доп}}. \quad (4.44)$$

После низкочастотной балансировки ротора главный вектор его остаточных дисбалансов на эксплуатационной скорости $\omega_\vartheta > \omega_\delta$ вращения определится как

$$\bar{D}_{\text{ост}}^{(\omega_\vartheta)} = \bar{D}_{\text{ост}}^{(\omega_\delta)} + \bar{D}_{\text{н1}\delta}^{(\omega_\delta)}. \quad (4.45)$$

где $\bar{D}_{\text{н1}\delta}^{(\omega_\delta)}$ – главный вектор дисбалансов, возникающих у ротора, идеально сбалансированного на скорости ω_δ и приведенного во вращение со скоростью ω_ϑ .

Определяя $\bar{D}_{\text{н1}\delta}^{(\omega_\delta)}$ по (2.46) с учетом (2.45) при $\omega = \omega_\vartheta$, $a_1 = a_{1\vartheta}$, $b = b_\vartheta$, получим:

$$\bar{D}_{\text{н1}\delta}^{(\omega_\delta)} = \frac{5}{8}m\bar{y}_{1\text{max}} \left(\frac{1}{1-a_{1\vartheta}} - \frac{1}{1-a_{1\delta}} \cdot \frac{1+b_\vartheta}{1+b_\delta} \right). \quad (4.46)$$

Проведенная низкочастотная балансировка будет качественной не только на скорости ω_δ (условие (4.43) гарантированно выполняется), но и на скорости ω_ϑ , если удовлетворяется условие (4.42), подстановкой в которое (4.45) получаем:

$$\left| \bar{D}_{\text{ост}}^{(\omega_\delta)} + \bar{D}_{\text{н1}\delta}^{(\omega_\delta)} \right| \leq D_{\text{ст доп}}. \quad (4.47)$$

Подставляя в последнее практически предельное значение $\bar{D}_{\text{ост}}^{(\omega_\delta)} = 0,9\bar{D}_{\text{ст доп}}$ по (4.44) и переходя в (4.47) от геометрического к арифметическому суммированию, усиливая этим условие (4.47), получим:

$$\bar{D}_{\text{н1}\delta}^{(\omega_\delta)} \leq 0,1\bar{D}_{\text{ст доп}}. \quad (4.48)$$

Последнее выражение отражает условие возможности рассмотрения ротора, балансируемого на любой скорости $\omega_\delta < \omega_\vartheta < \omega_{\text{кр1}}$, как жесткого. Даже ротор, сбалансированный на скорости $\omega_\delta = \omega_\vartheta$ и имеющий $\bar{D}_{\text{н1}\delta}^{(\omega_\delta)} = 0$ (это следует из (4.46) при

$\omega_\delta = \omega_\vartheta$, когда $a_1 = a_{1\vartheta}$, $b = b_\vartheta$), отвечает этому условию и может быть формально отнесен к жестким, хотя при этом и может быть нарушено условие (4.40).

Теоретически, вне зависимости от изгибной податливости ротора, определяющей значение его $\omega_{\text{кpl}}$ и величину соотношения $\omega_\vartheta/\omega_{\text{кpl}}$, любой ротор может быть сбалансирован при $\omega_\delta = \omega_\vartheta$ и отнесен тем самым к классу жестких. Однако не для каждого такого ротора может быть практически реализована балансировка с $\omega_\delta = \omega_\vartheta$ по соображениям безопасности, сформулированным в п. 4.5. Поэтому, помимо введенного выше необходимого условия отнесения ротора к классу жестких, дополнительно требуется выполнение следующих условий:

– балансировка жесткого ротора обеспечивает выполнение условия (4.33) при $\omega_\delta = \omega_\vartheta$, гарантирующем безопасность проведения балансировки на используемом для этой цели станке;

– балансировка жесткого ротора обеспечивает выполнение условия (4.36), гарантируя безопасную работу ротационного агрегата в эксплуатации машины.

Сравнивая значения $D_y(\omega_\vartheta)$ по (4.40) и $\bar{D}_{\text{н1}\delta}^{(\omega_\delta)}$ по (4.46), находим:

$$\bar{D}_y - \bar{D}_{\text{н1}\delta}^{(\omega_\delta)} = \frac{5}{8} m \bar{y}_{1\text{max}} \left(\frac{1}{1 - a_{1\delta}} \cdot \frac{1 + b_\vartheta}{1 + b_\delta} \right) > 0, \quad (4.49)$$

так как $0 < a_{1\delta} < 1$, $b_\vartheta > b_\delta$.

Усиливая неравенство (4.48) заменой $\bar{D}_{\text{н1}\delta}^{(\omega_\delta)}$ значением $D_y(\omega_\vartheta) > D_{\text{н1}\delta}^{(\omega_\delta)}$ (это видно из (4.49)), приводим это неравенство к виду (4.40) условия возможности рассмотрения проектируемого ротационного агрегата как жесткого. Очевидно, что выполнение условия (4.40) гарантирует выполнение условия (4.48) при балансировке жесткого ротора на любой скорости $0 < \omega_\delta \leq \omega_\vartheta < \omega_{\text{кpl}}$ с допустимым значением главного вектора дисбалансов по (4.41). Вместе с тем, выполнение условия (4.40) не гарантирует выполнения требований п. 4.5 по безопасности балансировки ротора на станке и безопасности его работы в эксплуатации. Этим требованиям должны отвечать все классы роторов.

Рассматривая (4.40) в наиболее неблагоприятном случае при $y_{1\text{max}}$, определенном по (4.38), и раскрывая в нем значение $a_{1\vartheta}$ по (2.28) при $\omega = \omega_\vartheta$, сводим условие рассмотрения проектируемого ротационного агрегата как жесткого к окончательному виду:

$$\frac{ml}{\left(\frac{100EJ}{\omega_\delta^2 ml^3} - 1\right) D_{\text{ст доп}}} \leq 0,213. \quad (4.50)$$

Оценки всех величин, входящих в это выражение, легко определимы априори на проектной стадии создания машины.

Таким образом, жестким будем называть ротор, который может быть сбалансирован динамически на типовом балансировочном оборудовании в двух плоскостях коррекции у опор на любой скорости $0 < \omega_\delta \leq \omega_\omega < \omega_{\text{кр1}}$ вращения при выполнении условий (4.33), (4.36) безопасности технологического процесса его балансировки и безопасности функционирования этого ротора в работающей машине. Допустимое значение $D_{\text{доп}}$ главного вектора дисбалансов такого ротора определяется по (4.41), что обеспечивает достижение цели его балансировки на любой скорости $0 < \omega < \omega_\omega$ его вращения при эксплуатации машины. Если для такого ротора принято $\omega_\delta < \omega_\omega$, то значение главного вектора его дисбалансов от упругого прогиба оси на скорости ω_ω его вращения не превышает 10% нормы точности его низкочастотной балансировки. Жесткие роторы будем идентифицировать в дальнейшем символом $G = 1$.

4.4.2. Квазижесткие роторы

Роторы с конструктивными параметрами, не удовлетворяющими условию (4.50), нельзя относить к жестким, их нельзя балансировать по традиционной технологии динамической балансировки в двух плоскостях коррекции на типовом балансировочном оборудовании с технологическими нормативами $0 < \omega_\delta \leq \omega_\omega$, $D_{\text{доп}} = D_{\text{ст доп}}$, обоснованными выше для класса жестких роторов.

Ротационный агрегат, который можно балансировать динамически на типовом оборудовании по традиционной технологии в двух определенных плоскостях коррекции с технологическими нормативами ω_δ и/или $D_{\text{доп}}$, на которые налагаются определенные ограничения, обеспечивающие качественную сбалансированность агрегата на скорости ω_ω его вращения, будем называть квазижестким. Низкочастотная балансировка такого ротора на некоторой скорости $\omega_\delta < \omega_\omega$ с некоторой точностью $D_{\text{доп}}$ должна (с учетом $\varepsilon_\delta \leq 0,9$ по (4.2)) обеспечить выполнение условия:

$$\bar{D}_{\text{ост}}^{(\omega_\delta)} \leq 0,9\bar{D}_{\text{доп}}. \quad (4.51)$$

Главный вектор остаточных дисбалансов такого ротора, сбалансированного на скорости $\omega_\delta < \omega_\rho < \omega_{\text{кр1}}$ и приведенного во вращение со скоростью ω_ρ , определяется по (4.45). Условием качественной балансировки рассматриваемого ротора с технологическими параметрами ω_δ и $D_{\text{доп}}$ служит выражение (4.47). Усилением этого условия переходом к арифметическому суммированию и принятием $\bar{D}_{\text{ост}}^{(\omega_\delta)} = 0,9\bar{D}_{\text{доп}}$, получаем $0,9D_{\text{доп}} + D_{\text{и1}\delta}^{(\omega_\rho)} \leq D_{\text{ст доп}}$, откуда

$$0,9D_{\text{доп}} \leq D_{\text{ст доп}} - D_{\text{и1}\delta}^{(\omega_\rho)}. \quad (4.52)$$

Рассматриваемый агрегат балансируется по некоторому классу точности в соответствии со стандартами [23, 53] с максимальным значением критерия качества балансировки $(e\omega)_{\text{max}}$, соответствующим этому классу. Последний по (4.3) определяет значение $D_{\text{ст доп}}$. Для каждого класса точности балансировки по этим стандартам регламентируется минимальное значение критерия $(e\omega)_{\text{min}} = 0,4(e\omega)_{\text{max}}$, определяющее верхнюю границу (максимальное значение) критерия качества балансировки следующего, более высокого, класса точности балансировки, не рекомендуемого для роторов рассматриваемого типа машин. Обеспечение более высокого класса точности балансировки проектируемого агрегата (в сравнении с рекомендуемым по [23, 53]) экономически нецелесообразно. При крайне малом увеличении показателей качества функционирования такого агрегата в машине это ведет к необходимости использования более точного, а значит и более дорогостоящего, оборудования, к значительному росту трудозатрат балансировки. Поэтому нормируемое проектировщиком значение главного вектора допустимых дисбалансов любого ротационного агрегата должно лежать в интервале:

$$0,4D_{\text{ст доп}} \leq D_{\text{доп}} \leq D_{\text{ст доп}}. \quad (4.53)$$

Умножив левое из неравенств (4.53) на 0,9, получаем:

$$0,9D_{\text{доп}} \geq 0,36D_{\text{ст доп}} \quad (4.54)$$

и, вычитая последнее из (4.53), находим:

$$D_{\text{и1}\delta}^{(\omega_\rho)} \leq 0,64D_{\text{ст доп}}. \quad (4.55)$$

Как следует из (4.49), $D_y(\omega_3) > D_{н1\delta}^{(\omega_3)}$, поэтому, усиливая неравенство (4.55), запишем: $D_y(\omega_3) \leq 0,64 D_{ст доп}$, что после подстановки и раскрытия (4.39), проведением преобразований позволило получить:

$$0,213 < \eta < 1,365, \quad \eta = \frac{ml}{\left(\frac{100EJ}{\omega_\delta^2 ml^3} - 1\right) D_{ст доп}}, \quad (4.56)$$

где η – первое самостоятельное условие возможности отнесения проектируемого ротационного агрегата к классу квазижестких роторов. Агрегат с конструктивными параметрами, отвечающими (4.56), балансируется динамически по традиционной технологии на типовом балансировочном оборудовании в двух произвольных плоскостях коррекции на любой скорости $0 < \omega_\delta \leq \omega_3$ с точностью $D_{доп} = 0,4 D_{ст доп}$. Левое неравенство в (4.56) записано на основе (4.50), отражающего условие отнесения проектируемого агрегата к классу жестких роторов.

Возвращаясь к условию (4.55), подстановкой (4.46) и осуществлением преобразований, приводим это условие к виду:

$$(1 - a_{1\delta})(1 + b_\delta) \leq \frac{(1 - a_{13})(1 + b_3)}{1 - 1,365 \frac{D_{ст доп}}{ml} (1 - a_{13})}. \quad (4.57)$$

Учитывая (2.52), находим:

$$b_\delta = \alpha a_{1\delta}, \quad b_3 = \alpha a_{13}. \quad (4.58)$$

При этом анализ (2.52) позволяет установить, что совпадение опор ротора с плоскостями его коррекции обеспечивает $A = C = 0$, $\alpha = 0$. Максимальное значение α

$$\text{находится как } \alpha = \lim_{A=C \rightarrow \frac{l}{2}} \alpha = 2 \cdot 5,208 \cdot 0,5 \cdot 0,5 \lim_{A \rightarrow \frac{l}{2}} \frac{0,5 - \frac{A}{l}}{1 - 2 \frac{A}{l}} = 1,302.$$

В реальных условиях $A = C \leq 0,3l$, поэтому $\alpha \leq 1,03$; в противном случае чрезмерно возрастают корректирующие массы, устанавливаемые в каждой из плоскостей коррекции при наличии у агрегата моментной неуравновешенности.

С учетом (4.58), после преобразований неравенство (4.57) запишем в виде:

$$a_{1\delta}^2 + \frac{1-\alpha}{\alpha} a_{1\delta} - \frac{1-Q}{\alpha} \geq 0; \alpha \neq 0, \quad (4.59)$$

где

$$Q = \frac{(1 + \alpha a_{1\gamma})(1 - a_{1\gamma})}{1 - 1,365 \frac{D_{\text{ст доп}}}{ml} (1 - a_{1\gamma})}, \quad (4.60)$$

с $a_{1\gamma}$, определенным по (2.28) при $\omega = \omega_\gamma$.

Решение неравенства (4.59) позволило получить:

$$a_{1\delta} \geq \frac{\alpha - 1 + \sqrt{(1 + \alpha)^2 - 4Q\alpha}}{2\alpha} = G_1. \quad (4.61)$$

Подстановкой выражения для $a_{1\delta}$, полученного по (2.28) при $\omega = \omega_\delta$, последнее условие, с выполнением которого проектируемый ротационный агрегат можно балансировать как жесткий по традиционной технологии динамической балансировки в двух произвольных плоскостях коррекции ротора с ужесточенной нормой точности $D_{\text{доп}} = 0,4 D_{\text{ст доп}}$, запишется как:

$$\omega_\delta \geq 10 \sqrt{\frac{EJG_1}{ml^3}}, \quad (4.62)$$

в котором

$$G_1 = \frac{1}{2\alpha} \left(\alpha - 1 + \sqrt{(1 + \alpha)^2 - \frac{4\alpha(1 + \alpha a_{1\gamma})}{\frac{1}{1 - a_{1\gamma}} - 1,365 \frac{D_{\text{ст доп}}}{ml}}} \right) - \quad (4.63)$$

– получено из (4.61) подстановкой (4.60) с

$$a_{1\gamma} = 0,01 \frac{\omega_\gamma^2 ml^3}{EJ}. \quad (4.64)$$

При $\alpha = 0$ условие (4.59) запишется в виде:

$$a_{1\delta} \geq 1 - Q = G_1, \quad (4.65)$$

и в условии (4.62) возможности балансировки проектируемого агрегата как жесткого с точностью $D_{\text{доп}} = 0,4 D_{\text{ст доп}}$ должно фигурировать значение

$$G_1 = 1 - \left(\frac{1}{1 - a_{1\gamma}} - 1,365 \frac{D_{\text{ст доп}}}{ml} \right)^{-1} \quad (4.66)$$

с $a_{1\gamma}$, определенным по (4.64).

Заметим, что в (4.63), (4.66) значения $D_{\text{ст доп}}$ подставляются в гМ, m – в кг, l – в м.

Рассматривая теоретический случай, когда ротор требует идеальной балансировки с $D_{\text{ст доп}} = 0$, условие (4.57) с учетом (4.58) приводим к виду:

$$(1 - a_{1\delta})(1 + 2a_{1\delta}) \leq (1 - a_{1\gamma})(1 + \alpha a_{1\gamma}).$$

Раскрыв скобки в последнем неравенстве и произведя преобразования, приведем его к виду:

$$(a_{1\gamma} - a_{1\delta})(1 - \alpha) \leq \alpha(a_{1\delta}^2 - a_{1\gamma}^2). \quad (4.67)$$

Учитывая, что в реальных условиях $a_{1\delta} \leq a_{1\gamma}$ и $0 \leq \alpha \leq 1$, последнее условие может быть удовлетворено лишь при $a_{1\delta} = a_{1\gamma}$, т.е. при $\omega_{\delta} = \omega_{\gamma}$. Поэтому идеально может быть сбалансирован ротор лишь при его балансировке на эксплуатационной скорости вращения.

Таким образом, ротационный агрегат, не отвечающий условию (4.56), может рассматриваться как квазижесткий, если при заданных положениях его плоскостей коррекции, определяющих значение α по (4.58), его динамическая балансировка может быть осуществлена на типовом балансировочном станке при скорости ω_{δ} , отвечающей условию (4.62). Такая балансировка осуществляется по традиционной технологии в двух произвольных плоскостях коррекции при обоснованном значении ω_{δ} с точностью $D_{\text{доп}} = 0,4 D_{\text{ст доп}}$. Такой балансировкой обеспечивается необходимая уравновешенность агрегата на скорости ω_{γ} его вращения. Выражение (4.62) – это второе самостоятельное условие возможности отнесения проектируемого ротационного агрегата к классу квазижестких роторов.

Если при невыполнении условия (4.56) определенная по (4.62) скорость ω_{δ} балансировки не может быть реализована на имеющемся типовом оборудовании для динамической балансировки агрегата в заданных (и определяющих по (2.51) значение α) плоскостях коррекции, то построенная в п. 2 механико-математическая модель неуравновешенности ротора позволяет определить еще один вариант возможности рассмотрения проектируемого агрегата как квазижесткого ротора. Для этого опять обратимся к условию (4.55). Подставляя в него (4.46) с учетом (4.38) и определением ω_{δ} по максимальному возможному его значению, допускаемому используемым типовым балансировочным оборудованием, приведем это условие к виду:

$$\frac{1}{1-a_{1\delta}} - \frac{1}{1-a_{1\delta}} \cdot \frac{1+\alpha a_{1\delta}}{1+\alpha a_{1\delta}} \leq 1,365 \frac{D_{\text{ст доп}}}{ml}. \quad (4.68)$$

Решая последнее относительно α , нашли:

$$\alpha \geq \frac{1}{a_{1\delta}} \left[\frac{\left(\frac{\omega_{\delta}}{\omega_{\delta}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{\omega_{\delta}}{\omega_{\delta}}\right)^2 - (1-a_{1\delta}) \left(\frac{1}{1-a_{1\delta}} - 1,365 \frac{D_{\text{ст доп}}}{ml}\right)} - 1 \right], \quad (4.69)$$

где $a_{1\delta}$ и $a_{1\delta}$ определяются по (2.28) при $\omega = \omega_{\delta}$ и $\omega = \omega_{\delta}$ соответственно.

Как показано выше, в реальных условиях требуется иметь $0 \leq \alpha \leq 1,03$, поэтому, рассматривая (4.69) как равенство и определяя по нему α , для представления проектируемого агрегата как квазижесткого ротора необходимо иметь значение α , находящимся в отмеченном диапазоне. Если это выполняется, то следует принять $\alpha = 1,03$ и плоскости коррекции проектируемого ротора располагать на расстоянии $A = C = 0,33l$ от его опор (рисунок 2.2). С этими плоскостями коррекции проектируемый агрегат следует балансировать динамически по традиционной технологии на типовом балансировочном оборудовании с точностью $D_{\text{доп}} = 0,4 D_{\text{ст доп}}$ при принимаемом значении ω_{δ} . При этом цель балансировки агрегата по (4.1) будет гарантированно достигнута с достаточно высоким уровнем критерия ε_{δ} качества балансировки по (4.2).

В дальнейшем квазижесткие роторы будем идентифицировать символом $G = 2$.

4.4.3. Квазигибкие роторы

Квазигибким будем называть ротор, балансируемый по первой собственной форме изгиба оси, для которого не может быть использована традиционная низкочастотная динамическая балансировка в двух плоскостях коррекции на типовом балансировочном оборудовании. Для такого ротора не может быть использована и высокочастотная балансировка на скорости ω_{δ} , так как изгиб его оси на этой скорости и возникающий при этом дисбаланс $D_{\text{ил}}^{(\omega_{\delta})}$ по (4.35) приводят к нарушению условий (4.33), (4.36) безопасности реализации балансировки на станке и безопасности функционирования ротора в составе работающей машины. К квазигибким роторам относятся агрегаты с $\omega_{\delta} < \omega_{\text{кп1}}$, для которых не выполняются приведенные в п. 4.4.2 условия их отнесения к квазижестким роторам. Кроме того, все ротационные агрегаты,

требующие балансировки по n -й собственной форме изгиба, должны проходить балансировку по каждой из n собственных форм, в том числе и по первой форме с отнесением их к классу квазигибких роторов без проведения каких-либо расчетов и обоснований.

Низкочастотная балансировка квазигибкого ротора осуществляется по оригинальной методике в трех плоскостях коррекции. Эта методика теоретически обоснована, разработана и практически апробирована автором настоящего исследования в [103]. Сводится она к выполнению следующих регламентированных отмеченной работой и уточненных настоящими исследованиями действий, выполняемых с помощью балансировочного станка, допускающего вариацию ω_δ :

1. Осуществить балансировку ротора как жесткого в двух плоскостях коррекции у опор по традиционной технологии на наименьшей из возможных значений скорости ω_δ . Эта балансировка должна проводиться с точностью $D_{\text{доп}} = 0,4 D_{\text{ст доп}}$ так, чтобы значение $D_{\text{ост}}^{(\omega_\delta)}$ главного вектора остаточных дисбалансов удовлетворяло требованию (4.51). Зафиксировать индицируемые на станке значения $D_{k1}^{\omega_\delta}$, $D_{k2}^{\omega_\delta}$ и углы $\varphi_{k1}^{\omega_\delta}$, $\varphi_{k2}^{\omega_\delta}$ остаточных дисбалансов $\bar{D}_{\text{ост}i}$ в каждой $i = 1,2$ плоскости коррекции, полученные при контрольном пуске станка для проверки выполнения условия (4.51).

2. Привести ротор во вращение на станке со скоростью $\omega_1 > \omega_\delta$, такой, чтобы, визуально фиксируя изменение $\Delta\varphi$ и ΔD углов $\varphi_{ki}^{\omega_\delta}$ и дисбалансов $D_{ki}^{\omega_\delta}$ для каждого $i = 1,2$, увеличивать ω_1 до тех пор, пока в каждой из плоскостей коррекции индицируемые значения $D_{ki}^{\omega_1}$ не станут удовлетворять условию $D_{ki}^{\omega_1} \geq 5D_{ki}^{\omega_\delta}$ хотя бы для одного из $i = 1,2$. Теоретически обосновывая значение ω_1 , отметим, что приведенное выше неравенство выполняется, если на скорости ω_1 вращения ротора значение $D_{\text{ост}}^{(\omega_1)}$ главного вектора его остаточных дисбалансов будет отвечать условию:

$$D_{\text{ост}}^{(\omega_1)} \geq 5D_{\text{доп}} = 2D_{\text{ст доп}}. \quad (4.70)$$

Учитывая, что $\bar{D}_{\text{ост}}^{(\omega_1)} = \bar{D}_{\text{ост}}^{(\omega_\delta)} + \bar{D}_{\text{ил}\delta}^{(\omega_1)}$ и $D_{\text{ост}}^{(\omega_\delta)} \leq 0,9D_{\text{доп}} = 0,36D_{\text{ст доп}}$, суммируя арифметически компоненты $D_{\text{ост}}^{(\omega_1)}$, условие (4.70) приводим к виду: $D_{\text{ил}\delta}^{(\omega_1)} \geq 1,36D_{\text{ст доп}}$.

Определяя $\bar{D}_{\text{ил}\delta}^{(\omega_1)}$ по (2.46) с учетом (2.45) при $\omega_\delta = \omega_1$, $a_1 = a_{11}$, $b = b_1 = aa_{11}$ и подставляя его в последнее неравенство, после преобразований получили:

$$\frac{1}{1 - \alpha_{11}} - \frac{1}{1 - \alpha_{12}} \cdot \frac{1 + \alpha \alpha_{11}}{1 + \alpha \alpha_{12}} \leq 3,5 \frac{D_{\text{стат}}}{ml} \quad (4.71)$$

Решая это неравенство, найдем, что оно удовлетворяется при

$$\alpha_{11} = 0,01 \frac{\omega_1^2 ml^3}{I_{x1}} > -\frac{K-1}{2} + \sqrt{\left(\frac{K+1}{2}\right)^2 - \frac{J}{\alpha}} = \sigma_1, \quad (4.72)$$

где $J = (1 - \alpha_{12})(1 + \alpha \alpha_{12})$; $K = \frac{1}{\alpha} \left(1 + 3,5 \cdot 4 \frac{D_{\text{стат}}}{ml} \right)$, что позволяет найти

$$\omega_1 > 10 \sqrt{\frac{I_{x1} K J}{ml^3}}, \quad (4.73)$$

с которой необходимо вращать ротор на балансировочном станке при его балансировке как квазигибко.

Зафиксировать значения $D_{k1}^{\omega_1}$, $D_{k2}^{\omega_1}$ и углы $\varphi_{k1}^{\omega_1}$, $\varphi_{k2}^{\omega_1}$ индцированных на станке характеристик дисбалансов при скорости $\omega = \omega_1$, учитывая, что $\omega_1 \neq \omega_2$.

3. Увеличить скорость ω вращения ротора на балансировочном станке до значения ω_2 , определяемого тем же условием (4.73) при σ_1 , найденном по (4.72) при

$$K = \frac{1}{\alpha} \left(1 + 7,8 \cdot 4 \frac{D_{\text{стат}}}{ml} \right) \quad (4.74)$$

Зафиксировать индцируемые на станке характеристики $D_{k1}^{\omega_2}$, $D_{k2}^{\omega_2}$, $\varphi_{k1}^{\omega_2}$, $\varphi_{k2}^{\omega_2}$ дисбалансов в плоскостях коррекции 1, 2 ротора.

4. Принимая в качестве исходных найденные выше значения ω_1 , $D_{k1}^{\omega_1}$, $\varphi_{k1}^{\omega_1}$, $D_{k2}^{\omega_1}$, $\varphi_{k2}^{\omega_1}$, ω_2 , $D_{k1}^{\omega_2}$, $\varphi_{k1}^{\omega_2}$, $D_{k2}^{\omega_2}$, $\varphi_{k2}^{\omega_2}$, произвести расчеты по алгоритму, представленному блок-схемой на рисунке 4.6. Появляясь этот алгоритм, отметим:

блок 2 – 4 – вход исходных, в которые, помимо отмеченных величин, включаются значения массы m балансировочного ротора, параметры A , C , и l установки балансировочного ротора на балансировочном станке (рисунок 2.2);

блок 5 – обнуление переменной l , используемой для расчета угла α , определяющего положение плоскости изгиба оси ротора по первой форме в измерительной системе балансировочного станка;

в блоке 6 организован цикл расчетов по j , определяющему значение скорости ω , вращения ротора на станке при проведении замеров (ω_1 , ω_2);

блок 7 – обдуление переменной \underline{Q} , используемой для расчета значений главного вектора дисбалансов от упругого изгиба оси ротора на различных скоростях (ω_1 и ω_2) его вращения:

– в цикле 8 организован расчет дисбалансов ротора в плоскостях коррекции $i = 1, 2$, обусловленных только упругим прогибом его оси (исключается влияние остаточных дисбалансов в плоскостях коррекции, обеспеченных проведенной двухплоскостной низкочастотной балансировкой ротора на скорости ω_d). Эти расчеты производятся в блоке 9 по алгоритму [103]:

$$\begin{aligned} A_i &= D_{\xi}^a \cos \varphi_{\xi}^a - D_{\xi}^c \cos \varphi_{\xi}^c; \quad B_i = D_{\xi}^a \sin \varphi_{\xi}^a - D_{\xi}^c \sin \varphi_{\xi}^c; \\ \sqrt{A_i^2 + B_i^2} &= \sqrt{U_i + B_i^2}; \quad \varphi_{\alpha \beta}^a = \text{sign}(B_i) \arccos \frac{A_i}{\sqrt{A_i^2 + B_i^2}}, \quad i = 1, 2; \end{aligned} \quad (4.75)$$

условный переход в блоке 12 определяет значение $\sqrt{A_i^2 + B_i^2}$ главного вектора дисбалансов ротора при $\omega = \omega_1$, если условие этого блока ($Q = 1$) выполняется. Если это условие не выполняется, расчет переходит к циклу 6, на выходе из которого определяется значение $\sqrt{A_i^2 + B_i^2}$ главного вектора дисбалансов ротора при $\omega = \omega_2$;

последующие блоки 15 – 23 обеспечивают расчет угла ε и значений дополнительных корректирующих дисбалансов $D_{\xi 1}^b$, $D_{\xi 2}^b$, $D_{\xi 3}^b$, необходимых для реализации трехплоскостной балансировки установленного на станке ротора. Характеристики этих дисбалансов выданы на печать в блоке 24.

5. В соответствии с рисунком 2.2, *а* установить расчетные дополнительные корректирующие дисбалансы в плоскостях 1, 2, 3, учитывая, что ε определяет угол дисбаланса \bar{D}_3 , а дисбалансы $\bar{D}_{\xi 1}^{op}$, $\bar{D}_{\xi 2}^{op}$ антипараллельны дисбалансу \bar{D}_3 .

Выполнение балансировки квазижесткого ротора по представленной выше методике обеспечивает достижение цели (4.1) его балансировки с достаточно высоким уровнем критерия ε_3 качества по (4.2). Однако это имеет место лишь в случае, когда для ротора, балансируемого по первой собственной форме изгиба оси ($\omega_1 \leq \omega_{кр1}$), в установившемся режиме его функционирования на машине максимальная угловая скорость вращения $\omega_1 = \omega_{max}$ не находится в непосредственной близости к $\omega_{кр1}$ или не равна ей. Если это не выполняется, то даже

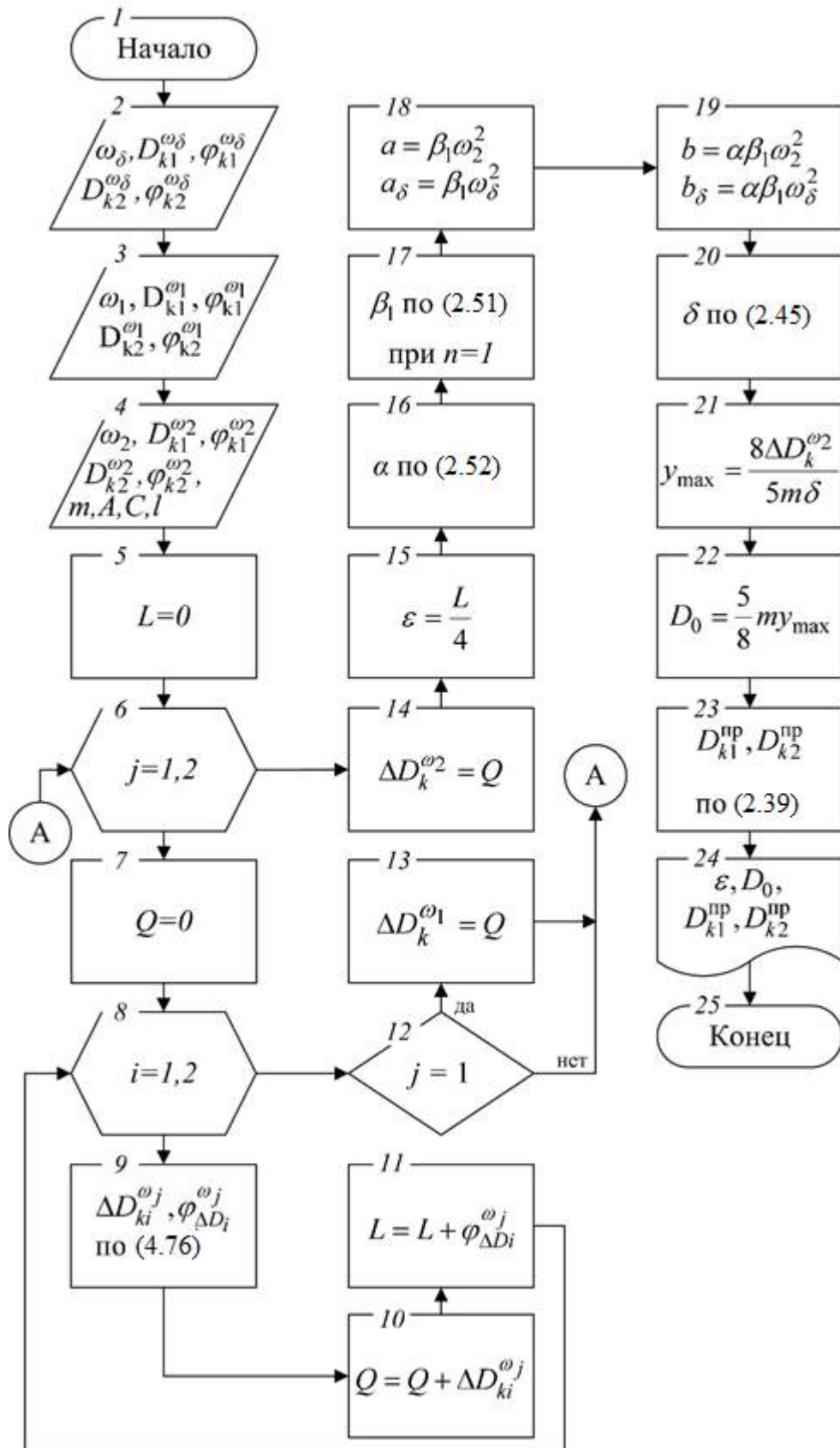


Рисунок 4.6 – Блок-схема алгоритма расчетов дополнительных корректирующих дисбалансов при трехплоскостной балансировке квазигибкого ротора

при очень высоком качестве низкочастотной балансировки агрегата как квазигибкого ротора (в соответствии с (4.2) $\varepsilon_\delta \ll 1$) на эксплуатационной скорости вращения может иметь место недопустимо высокое значение главного вектора остаточных дисбалансов от упругого прогиба оси агрегата, т.е.

$$D_{\text{ост}}^{(\omega_s)} > D_{\text{ст доп}}. \quad (4.76)$$

Как результат, проведенная балансировка не обеспечивает достижения своей цели по (4.1) и сбалансированный ротационный агрегат не будет обладать требуемой уравновешенностью в эксплуатации.

Используя разработанную в п. 2 механико-математическую модель неуравновешенности ротора, произведем обоснование верхней границы возможности рассмотрения проектируемого ротационного агрегата как квазигибкого. После трехплоскостной балансировки такого ротора, как правило, на наибольшей из скоростей ω_2 его вращения на балансировочном станке по необходимости осуществляют дополнительную динамическую балансировку по традиционной (как для жесткого ротора) технологии в плоскостях коррекции у опор с точностью $D_{\text{доп}} = 0,4 D_{\text{ст доп}}$. Поэтому главный вектор остаточных дисбалансов ротора после такой балансировки:

$$D_{\text{ост}}^{(\omega_2)} \leq 0,9 D_{\text{доп}} = 0,36 D_{\text{ст доп}}. \quad (4.77)$$

Рассматривая наиболее неблагоприятный случай, получаем, что $D_{\text{ост}}^{(\omega_2)}$ определяется только остаточным прогибом оси ротора по первой собственной форме изгиба со стрелой $y_{1\text{max}}^{(\omega_2)}$, определяемой с помощью (2.26), в котором $D_{\text{н1}}$ положено равным $D_{\text{ост}}^{(\omega_2)}$:

$$y_{1\text{max}}^{(\omega_2)} = \frac{8}{5} \cdot \frac{D_{\text{ост}}^{(\omega_s)}}{m} = 0,576 \cdot \frac{D_{\text{ст доп}}}{m}. \quad (4.78)$$

Учитывая, что для квазигибкого ротора $\omega_2 < \omega_s$, найдем значение стрелы дополнительного упругого прогиба оси ротора по первой собственной форме на скорости $\omega = \omega_s$ с помощью (2.2) как

$$y_{1y\text{max}}^{(\omega_s)} = \frac{a_{1\vartheta} y_{1\text{max}}^{(\omega_2)}}{1 - a_{1\vartheta}}, \quad (4.79)$$

где $a_{1\vartheta}$ определено по (4.73).

Максимальное возможное значение $D_{\text{ост}}^{(\omega_s)}$ главного вектора остаточных дисбалансов ротора, сбалансированного как квазигибкий и приведенного во вращение со скоростью ω_s , найдем с помощью (2.26):

$$D_{\text{ост}}^{(\omega_s)} = D_{\text{ил}}^{(\omega_s)} = \frac{5}{8} m y_{1y \max}^{(\omega_s)} = 0,36 \cdot D_{\text{ст доп}} \frac{a_{1\vartheta}}{1 - a_{1\vartheta}}. \quad (4.80)$$

Подставляя результат в (4.76) с учетом раскрытого выше значения $a_{1\vartheta}$, приводим условие невозможности рассмотрения проектируемого ротационного агрегата как квазигибкого и неэффективности его трехплоскостной балансировки в достижении цели (4.1), к виду:

$$\omega_\delta \geq 8,57 \sqrt{\frac{EG_1}{ml^3}}. \quad (4.81)$$

Учитывая (4.30), верхней границей возможности рассмотрения проектируемого агрегата, балансируемого по первой собственной форме изгиба оси, как квазигибкого следует считать:

$$\omega_s \leq 0,857 \omega_{\text{кр1}}. \quad (4.82)$$

Полученный результат является очень важным и принципиально новым в обосновании границы использования низкочастотной балансировки роторов. Это стало возможным только с использованием разработанной в п. 2 механико-математической модели неуравновешенности ротора. Для роторов, не отвечающих условию (4.82), низкочастотная балансировка не обеспечивает достижения цели (4.1) этой операции. Для таких роторов может быть рекомендована только высокочастотная балансировка по традиционной технологии в двух плоскостях коррекции на скорости $\omega_\delta = \omega_s$ с точностью $D_{\text{доп}} = D_{\text{ст доп}}$. Однако такая балансировка представляет определенную сложность, и в большинстве случаев она практически нереализуема, о чем речь пойдет в следующем пункте.

Квазигибкие роторы в дальнейшем будем идентифицировать символом $G = 3$.

4.4.4. Гибкие роторы

Роторы, не отвечающие условию (4.82) (или отвечающие условию (4.81), т.е. имеющие

$$\omega_s > 0,857 \omega_{\text{кр1}}, \quad (4.83)$$

следует относить к классу гибких. Такие роторы необходимо балансировать лишь при $\omega_\delta = \omega_\omega$, учитывая при этом номер собственной формы изгиба оси, по которому должна осуществляться эта балансировка (п. 4.4, условие (4.32)) и который определяет специфику балансировки этого ротора.

Рассмотрим ротационный агрегат, отвечающий условию (4.83) и балансируемый по первой собственной форме изгиба, т. е. имеющий в установившемся режиме работы машины

$$0,857\omega_{кр1} < \omega_\omega < \omega_{кр1}. \quad (4.84)$$

Балансировку такого агрегата с выполнением условия (4.1) достижения ее цели можно осуществлять несколькими методами:

1) балансировать этот агрегат динамически по традиционной технологии как жесткий ротор в двух плоскостях коррекции у опор с точностью $D_{доп} = D_{ст доп}$ на каждой из последовательно увеличивающихся скоростей ω_δ – от минимальной возможной до $\omega_\delta = \omega_\omega$. Такая балансировка потребует очень больших значений корректирующих масс, и, кроме того, она, как правило, ведет к нарушению условия (4.36) безопасности работы агрегата при эксплуатации машины;

2) агрегат балансировать как квазижесткий ротор по традиционной технологии динамической балансировки в двух плоскостях коррекции, отстоящих от опор ротора на расстояниях $A = C = 0,33l$ (см. рисунок 2.2, б), с точностью $D_{доп} = 0,4 D_{ст доп}$ на скорости, максимально допустимой условием (4.33) безопасности осуществления балансировки на станке. Обеспечивая гарантию этой безопасности, полагаем в (4.34) $(D_{н1}^{(\omega_\delta)})^2 = \sum_{j=1}^{n_k} D_{нjnp}^2$ и потому условие (4.42) приводим к виду:

$$1,41D_{н1}^{(\omega_\delta)} \leq [D]. \quad (4.85)$$

Раскрывая $D_{н1}^{(\omega_\delta)}$ по (4.35) с учетом (4.38) и произведя преобразования, последнее условие представили как

$$\omega_\delta \leq 10 \sqrt{\frac{EJ}{ml^3} \left(1 - 0,663 \frac{ml}{[D]} \right)}. \quad (4.86)$$

С ω_δ , определенной последним равенством, осуществляется отмеченная выше балансировка агрегата как квазижесткого ротора. Поскольку $\omega_\delta < \omega_\omega$, далее необходимо ступенчато увеличивать скорость ω вращения агрегата на балансировочном станке от

найденного по (4.86) ω_δ до ω_ε , выполняя при каждом значении ω динамическую балансировку агрегата по традиционной технологии в тех же плоскостях коррекции с точностью $D_{\text{доп}} = D_{\text{ст доп}}$. Такая балансировка также требует очень больших значений корректирующих масс;

3) агрегат балансируется как квазигибкий ротор в трех плоскостях коррекции по методу и с нормативами балансировки, обоснованными в п. 4.4.3. После этого ротационный агрегат приводится на балансировочном станке во вращение со скоростью ω_ε , и возникающие при этом дисбалансы приводятся к главному вектору $D_{\text{ст ост}}^{(\omega_\varepsilon)}$, корректируемому в плоскости 3, и главному моменту $M_{D_{\text{ост}}}^{(\omega_\varepsilon)}$, корректируемому в плоскостях коррекции 1, 2 у опор агрегата (рисунок 2.2, б). Точность балансировки агрегата на скорости ω_ε : $D_{\text{доп}} = D_{\text{ст доп}}$.

Последний метод менее трудоемок в сравнении с двумя другими, так как он требует по минимуму 4 пуска станка и 3 корректировки. Реализация других методов требует большего числа пусков и корректировок дисбалансов гибкого ротора, балансируемого по первой собственной форме изгиба оси. Однако и этот (последний) метод не идет в сравнение по трудозатратам с балансировкой жестких и квазижестких роторов, которые по минимуму требуют лишь один пуск станка и одну корректировку (контрольный пуск станка не учитывается).

Реализация любого из описанных выше методов балансировки гибких роторов, балансируемых по первой собственной форме изгиба оси, требует использования нетипового балансировочного оборудования, позволяющего в широком диапазоне варьировать скорость вращения балансируемого изделия при отсутствии ограничений на его массу. Создание такого оборудования проблематично, стоимость его крайне высока. Аналогичное требование предъявляется и к оборудованию для квазигибких роторов. Лишь для жестких и квазижестких роторов требуется использование типового и недорогого балансировочного оборудования.

Еще один недостаток всех представленных выше методов балансировки гибких роторов рассматриваемого типа (балансируется по первой собственной форме изгиба оси) является неустойчивость их уравновешенного состояния на скорости ω_ε их вращения. Эта неустойчивость проявляется тем сильнее, чем ближе значения ω_ε и $\omega_{\text{кр1}}$. Упругий прогиб оси такого агрегата от любого случайного воздействия может привести

к неограниченному росту стрелы этого прогиба и обусловленных этим дисбалансов, создавая тем самым для машины аварийную ситуацию.

В силу отмеченных недостатков балансировки гибких роторов по первой собственной форме изгиба оси, такие роторы допускаются к использованию лишь в крайне исключительных случаях, когда по тем или иным причинам не представляется возможным вывести значения $\omega_{\text{э}}$ и $\omega_{\text{кр}1}$ за пределы (4.84). Практически всегда это может быть реализовано решением задачи отстройки критических частот ротационного агрегата по разработанной ниже (см. п. 4.5) методике.

Гибкие роторы, балансируемые по первой собственной форме изгиба оси, в дальнейшем будем идентифицировать символом $G = 4$.

Рассмотрим далее ротационный агрегат, балансируемый по $n > 1$ -й собственной форме изгиба оси и имеющий $n_{\text{э}} = n_{\text{эмакс}}$, отвечающее условию (4.32). Такой агрегат, как уже отмечалось в п. 4.4, должен проходить балансировку по каждой из $1 \dots n$ собственных форм изгиба оси. Это необходимо сделать по той причине, что с приведением агрегата во вращение на машине со скоростью $\omega_{\text{э}} > \omega_{\text{кр}(n-1)}$ он должен пройти критические скорости вращения $\omega_{\text{кр}1} \dots \omega_{\text{кр}(n-1)}$. Хотя прохождение этих частот кратковременно, однако при отсутствии балансировки по каждой из собственных форм $1 \dots (n - 1)$ при разгоне агрегата возникнут чрезмерные вибрации, которые могут вывести машину из строя. Особо опасной при этом является первая собственная форма изгиба оси агрегата.

После установления номера $n > 1$ собственной формы изгиба оси, по которой следует балансировать проектируемый агрегат (это осуществляется с помощью соотношений (4.30) – (4.32)), методика его балансировки сводится к проведению следующих действий:

- определить для каждой из $k = 1 \dots n$ собственных форм изгиба оси ротора, по которым должна осуществляться его балансировка, допустимые значения $D_{\text{ст доп}k}$ главного вектора дисбалансов. При этом по (4.3):

$$D_{\text{ст доп}k} = \frac{(e\omega)_{\text{макс}}}{\omega_{\text{кр}k}} m, k = 1 \dots (n - 1); D_{\text{ст доп}n} = D_{\text{ст доп}}. \quad (4.87)$$

Такое определение нормативов точности балансировки ротора по каждой из собственных форм продиктовано тем, что высокая точность $D_{\text{ст доп}n}$ балансировки

ротора на станке может быть достигнута лишь при высокой скорости балансировки. При балансировке ротора с $\omega_{кр(n-1)} < n_{э\max} < \omega_{кр1}$ по первой собственной форме изгиба оси с допустимым значением $D_{ст\ доп n}$ по (4.3) такая точность балансировки недостижима. Кроме того, при разгоне такого ротора до скорости $\omega_{э\max}$ он проходит критические скорости $\omega_{кр1} \dots \omega_{кр(n-1)}$. После прохождения каждой из критических скоростей упругий изгиб оси по соответствующей ей форме уменьшается с одновременным ростом упругого изгиба по всем более высоким собственным формам. Поэтому у ротора, сбалансированного по собственным формам $k = 1 \dots (n - 1)$ с точностью $D_{ст\ доп k}$ по (4.87) и приведенного во вращение со скоростью $\omega_{кр(n-1)} < n_{э\max} < \omega_{кр1}$, значения остаточных дисбалансов в плоскостях коррекции будут многократно меньше значений $D_{ст\ доп k}$.

Найденные по (4.87) значения $D_{ст\ доп k}$ определяют допустимые значения дисбалансов в каждой из k плоскостей коррекции агрегата, балансируемого по k -й собственной форме изгиба оси, как

$$D_{доп k} = \frac{D_{ст\ доп k}}{k}. \quad (4.88)$$

В соответствии с (2.48), (2.49) остаточные дисбалансы агрегата, фиксируемые измерительной системой балансировочного станка на его опорах, оцениваются с помощью именно $D_{доп k}$;

- осуществлять балансировку агрегата по первой собственной форме изгиба оси как гибкого с использованием третьего метода (см. п. 4.4.4). При реализации этого метода для рассматриваемого типа гибких роторов следует полагать $\omega_{э} = \omega_{кр1}$ при сохранении значений остальных технологических нормативов балансировки, принимаемых для гибких роторов, балансируемых по первой собственной форме;

- если проектируемый агрегат требует балансировки по нескольким высоким собственным формам изгиба оси, то при балансировке его по k -й форме ($1 < k < n$) ее технологические нормативы должны отдельно обосновываться. Прежде всего, дадим обоснование значения скорости $\omega_{кр(k-1)} < \omega_k < \omega_{крk}$ вращения агрегата, на которой его следует балансировать по k -й собственной форме изгиба оси. При этом полагаем, что агрегат, идеально сбалансированный по $(k - 1)$ -й собственной форме, имеет стрелу $y_{k\max}$

прогиба оси по k -й собственной форме при практически полном отсутствии упругой деформации по k -й собственной форме. С приведением такого агрегат во вращение на балансировочном станке со скоростью $\omega_{\text{кр}(k-1)}$ наличие отмеченной стрелы предопределяет фиксируемый измерительной системой станка результирующий локальный дисбаланс $D_{\text{ик}}^{(\omega_{\text{кр}(k-1)})}$. Определяя последний по (2.48) при $n = k$, с учетом (2.21), (2.22), получили

$$D_{\text{ик}}^{(\omega_{\text{кр}(k-1)})} = \frac{5}{8} \cdot \frac{m}{k} \cdot \frac{y_{k \max}}{1 - \left(\frac{k-1}{k}\right)^2}. \quad (4.89)$$

С приводом этого агрегат во вращение со скоростью $\omega_{\text{кр}(k-1)} < \omega_k < \omega_{\text{кр}k}$ возникает упругий прогиб его оси по k -й собственной форме, определяющий локальный дисбаланс $\bar{D}_{\text{ик}}^{(\omega)}$ в каждой из k плоскостей его коррекции:

$$\bar{D}_{\text{ик}}^{(\omega_k)} = \frac{5}{8} \cdot \frac{m}{k} \cdot \frac{\bar{y}_{k \max}}{1 - \left(\frac{\omega_k}{\omega_{\text{кр}k}}\right)^2}. \quad (4.90)$$

Для надежной идентификации $\bar{y}_{k \max}$ достаточно потребовать, чтобы выполнялось условие: $D_{\text{ик}}^{(\omega_k)} \geq 2D_{\text{ик}}^{(\omega_{\text{кр}(k-1)})}$, определяемое по (4.89), (4.90) позволяет сформулировать требование к скорости ω_k вращения агрегата при осуществлении его балансировки по k -й собственной форме изгиба оси в виде:

$$\omega_k \geq 0,707 \omega_{\text{кр}k} \sqrt{1 + \left(\frac{k-1}{k}\right)^2}; \quad (4.91)$$

- вращая агрегат на балансировочном станке со скоростью ω_k , отвечающей последнему условию, необходимо идентифицировать значение $y_{k \max}$ и угол γ_k стрелы $\bar{y}_{k \max}$ исходного искривления оси агрегата по k -й собственной форме с помощью методики, изложенной в п. 2.7.2 и учитывающей, что $n = k$;
- рассчитать значения локальных корректирующих дисбалансов:

$$D_{kk} = \frac{5}{8} \cdot \frac{m}{k} \cdot y_{k \max}, \quad (4.92)$$

которые необходимо установить во всех точках, диаметрально противоположных точкам экстремума исходного неупругого искривления оси агрегата по k -й собственной форме;

- осуществить балансировку агрегата в двух плоскостях коррекции у опор на скорости ω_k его вращения на балансировочном станке с допустимым значением главного вектора дисбалансов $D_{\text{доп}} = 0,4 D_{\text{ст доп}}$, определенным по (4.88);

- балансировать агрегат по наивысшей для него n -й собственной форме изгиба оси на скорости ω_3 , если $\omega_3 \leq \omega_n$, определенного по (4.91) при $k = n$. В этом случае балансировка осуществляется по той же методике, что описана выше для балансировки агрегата по k -й собственной форме при $k = n$, $\omega_k = \omega_n$, $D_{kk} = D_{kn}$, $D_{\text{доп}k} = D_{\text{доп}n}$;

- если $\omega_3 > \omega_n$, определенного по (4.91) при $k = n$, то производится балансировка агрегата на расчетной скорости ω_n по той же методике, что описана в предыдущем абзаце (для случая $\omega_3 \leq \omega_n$). После этого значение остаточного дисбаланса в каждой из n плоскостей коррекции агрегата будет отвечать условию:

$$D_{\text{ост}n}^{(\omega_n)} \leq 0,4 D_{\text{доп}n}. \quad (4.93)$$

Полагаем, что $D_{\text{ост}n}^{(\omega_n)}$ является следствием проявления упругого изгиба оси агрегата по n -й собственной форме со стрелой y_n , обуславливающей этот дисбаланс в соответствии с уравнением

$$D_{\text{ост}n}^{(\omega_n)} = D_{\text{ин}}^{(\omega_n)} = \frac{5}{8} \cdot \frac{m}{n} \cdot \frac{y_n}{1 - \left(\frac{\omega_n}{\omega_{\text{кр}n}} \right)^2}, \quad (4.94)$$

записанным на основании (4.90) при $k = n$ и $y_{k \text{ max}} = y_n$.

Подставляя в последнее ω_n , определенное по (4.91) при $k = n$, получим

$$D_{\text{ост}n}^{(\omega_n)} = \frac{5}{8} \cdot \frac{m}{n} \cdot \frac{y_n}{1 - \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{n-1}{n} \right)^2 \right]}, \quad (4.95)$$

Определяя предельное допустимое значение $\omega_{n \text{ пр}}$ скорости вращения этого агрегата, при которой обеспечивается достижение цели (4.1) его балансировки, с помощью (4.81) находим значение дисбаланса в каждой из n плоскостей коррекции,

возникающего за счет упругой деформации оси рассматриваемого агрегата на скорости $\omega_{n \text{ пр}}$, как

$$D_{\text{ост } n}^{(\omega_{n \text{ пр}})} = \frac{5}{8} \cdot \frac{m}{n} \cdot \frac{y_n}{1 - \left(\frac{\omega_{n \text{ пр}}}{\omega_{\text{кр}n}} \right)^2} \leq D_{\text{доп } n}. \quad (4.96)$$

Рассматривая (4.93) в пределе как равенство, подставим в него (4.95) и разделим на полученный результат правую и левую части неравенства (4.96). Решая полученное неравенство, находим

$$\omega_{n \text{ пр}} \leq \omega_{\text{кр}n} \sqrt{\frac{4}{5} + \frac{1}{5} \left(\frac{n-1}{n} \right)^2}. \quad (4.97)$$

Если эксплуатационная скорость $\omega_{\text{э max}}$ агрегата отвечает условию $\omega_n < \omega_{\text{э max}} < \omega_{n \text{ пр}}$, то цель проведенной балансировки достигнута. Если же $\omega_{\text{э max}} > \omega_{n \text{ пр}}$, то можно дополнительно осуществить балансировку агрегата в двух плоскостях коррекции у опор на скорости $\omega_{\delta} = \omega_{\text{э max}}$ с точностью $D_{\text{доп}} = D_{\text{доп } n}$. Однако в этом случае (как и для агрегата, балансируемого по первой собственной форме) предпочтительным является решение задачи отстройки критической частоты (п. 4.4) с обеспечением выполнения условия: $\omega_{\text{э max}} \leq \omega_{n \text{ пр}}$.

4.4.5. Формализация решения задачи

Обоснование класса ротационного агрегата как объекта балансировки, методики и технологических нормативов (скорости вращения агрегата при его балансировке, числа и местоположения плоскостей коррекции, значений допустимых дисбалансов), гарантирующих качественное выполнение балансировки агрегата с достижением ее цели по (4.1), – все эти задачи, предусмотренные блоками 9, 10, 11 алгоритма на рисунке 1.2, должны решаться проектировщиком по изложенной выше методике.

На рисунке 4.7 представлена блок-схема формализованного для использования ЭВМ алгоритма решения всех этих задач. Раскрывая содержание блоков этого алгоритма, отметим:

– блоки 2, 3 – ввод исходных, к которым относятся:

$\omega_{\delta \text{ max}}$, $\omega_{\delta \text{ min}}$ – максимальная и минимальная скорости вращения агрегата, с которыми может осуществляться его балансировка на станке, с^{-1} ;

E – модуль упругости материала, из которого изготовлена упруго деформируемая основа агрегата, Па;

J – момент инерции сечения упругодеформируемой основы агрегата, м^4 ;

m – масса агрегата, кг;

l – расстояние между опорами агрегата, м;

A, C – расстояние от опор агрегата до плоскостей коррекции, м;

$D_{\text{нпр}}$ – практически предельное значение главного вектора начальных дисбалансов агрегата, гм;

$\omega_{\text{э max}}$ – максимальная эксплуатационная скорость вращения агрегата, с^{-1} ;

$[D]$ – предельное допустимое значение главного вектора дисбалансов изделия, которое допускается станком, используемым для балансировки агрегата, гм;

$(e\omega)_{\text{max}}$ – максимальное допустимое стандартами [23, 53] значение критерия качества балансировки для проектируемого агрегата, $\text{мм}\cdot\text{с}^{-1}$;

Z_{min} – предельный допустимый зазор между периферийными элементами проектируемого агрегата и неподвижными элементами конструкции машины, мм;

– блок 4 – расчет значения первой критической скорости $\omega_{\text{кр1}}$ агрегата;

– блоки 5–9 – обоснование номера собственной формы изгиба оси ротора, по которому следует осуществлять его балансировку;

– блок 10 – расчет допустимого значения главного вектора дисбалансов агрегата;

– блок 11 – условный переход. С выполнения условия блока ($n = 1$) расчет переходит к блоку 12, в котором рассчитывается значение критерия η оценки гибкости оси агрегата;

– блок 13 – условный переход. С выполнения условия блока проектируемый агрегат признается жестким (блок 14), в блоке 15 выдается информация о технологии и нормативах его балансировки, после чего расчеты заканчиваются переходом к блоку 49;

– если условие блока 13 не выполняется, расчет переходит к блоку 16 – условному переходу. Если условие этого блока выполняется, ротор признается квазижестким (блок 17) и в блоке 18 выдается информация о технологии и нормативах балансировки такого агрегата с последующим завершением расчетов;

– если условие блока 16 не выполняется, расчет переходит к блокам 19–22, в которых происходит расчет значения скорости ω_{δ} , при которой рассматриваемый агрегат может балансироваться как квазижесткий;

- блок 23 – условный переход. С выполнением условия блока проектируемый агрегат может балансироваться на имеющемся оборудовании, если выполняются условия безопасности балансировки на этом оборудовании (блоки 24–26) и безопасности работы машины (блоки 27–29). С выполнением этих условий в блоке 30 констатируется признание агрегата как квазижесткого ротора с указанием в блоке 31 технологии и нормативов балансировки агрегата с последующим переходом к блоку 49 – конец расчета;
- если условие хотя бы одного из блоков 23, 26, 29 не адекватно, расчет переходит к блоку 32 для последующего анализа в блоках 33–36 возможности рассмотрения проектируемого агрегата как квазижесткого. С выполнением условия блока 36 ротор признается как квазижесткий (последний вариант такой возможности). В блоке 38 отражается информация о технологии и нормативах его балансировки с прекращением дальнейших расчетов;
- если условие блока 36 не выполняется, расчет переходит к блоку 39, определяющему возможность рассмотрения проектируемого агрегата как квазигибкого. С выполнением условия блока 39 ротор признается как квазигибкий (блок 40), в блоке 41 отражается методика его балансировки, и через блок 42 ($n = 1$) расчеты останавливаются;
- если условие блока 39 не выполняется, расчет переходит к блоку 43 (ротор признается гибким, балансируемым по первой собственной форме изгиба оси), в блоке 44 даются рекомендации по его балансировке, и дальнейшие расчеты прекращаются;
- если условие блока 11 не выполняется, ротор признается как гибкий, балансируемый по $n > 1$ -й собственной форме изгиба оси (это фиксируется переходом к блоку 45);
- блок 46 – цикл расчетов по k - номеру формы изгиба оси;
- блок 47 – условный переход. С выполнением условия этого блока ($k = 1$) балансировка такого агрегата осуществляется как квазигибкого (переход к блоку 41) с последующим выходом на цикл 46. Если условие блока 47 не выполняется, в блоке 48 дается информация о методике и нормативах балансировки агрегата по каждой из $k = 2 \dots n$ собственных форм изгиба оси с возвращением к циклу 46. С завершением расчетов по

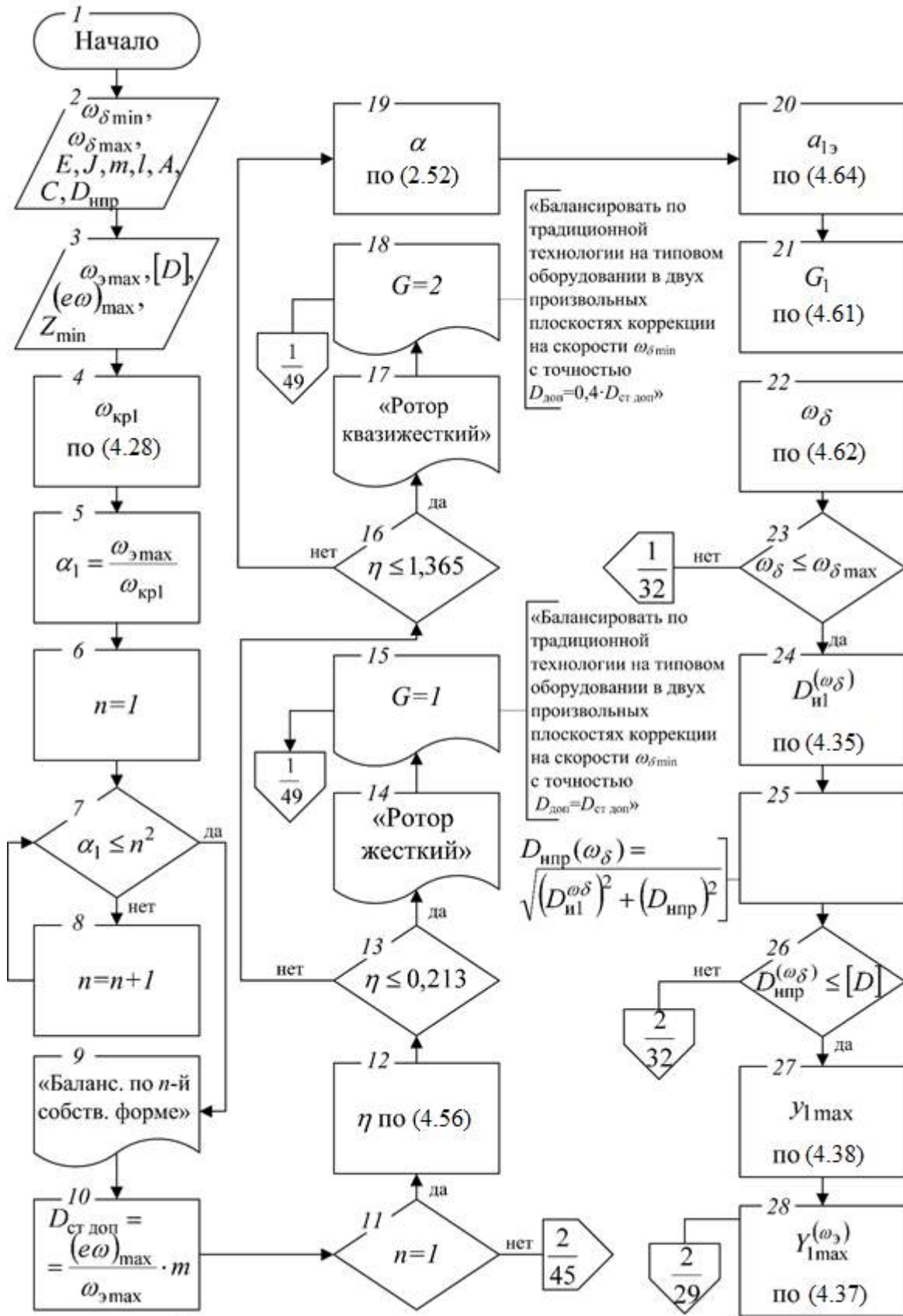


Рисунок 4.7 – Блок-схема алгоритма обоснования класса проектируемого агрегата по «гибкости» его оси, методики и нормативов его балансировки(начало)

этому циклу все проектные расчеты по обоснованию класса создаваемого ротационного агрегата и нормативам его балансировки завершаются переходом к блоку 49.

4.5. Отстройка критических частот

Как отмечено в п. 4.4.4, выполнение условия (4.84) для агрегата, балансируемого по первой собственной форме изгиба оси, или при $\omega_{\omega} > \omega_n$, определенного по (4.91) при $k = n$ для ротационного агрегата, балансируемого по $n > 1$ -й собственной форме, приводит к неустойчивой работе гибкого ротора, связанной с возможностью появления неограниченного роста упругих деформаций и обусловленных этим дисбалансов такого ротора при эксплуатации машины. В этих случаях предпочтительным при создании ротационных агрегатов является не поиск методов и средств их балансировки (она будет иметь очень высокую стоимость, крайне малую эффективность), а поиск способов и средств нарушения отмеченных выше условий.

Аналогичная задача может возникнуть, когда расчеты по алгоритму на рисунке 4.7 выявляют принадлежность создаваемого агрегата к классу квазигибких роторов. В сравнении с балансировкой жестких и квазижестких роторов, балансировка квазигибких требует более сложного, а значит и более дорогостоящего, оборудования, ее трудоемкость значительно выше. Последние обстоятельства заставляют проектировщиков корректировать конструкцию создаваемого агрегата так, чтобы из класса квазигибких она попала в класс квазижестких роторов.

Решение отмеченных задач осуществляется отстройкой критических частот, которая сводится к разнесению (удалению друг от друга) эксплуатационных ($\omega_{\omega \max}$) и критических ($\omega_{\text{кр}k}, k = 1 \dots n$) скоростей вращения проектируемого агрегата. Это может осуществляться двумя способами:

- уменьшением эксплуатационной скорости $\omega_{\omega \max}$;
- увеличением $\omega_{\text{кр}n}$, возможно и совместным использованием этих способов.

Использование первого способа не всегда представляется возможным, поскольку эксплуатационная скорость ω_{ω} вращения проектируемого агрегата регламентируется показателями работоспособности и качества функционирования как этого агрегата, так и машины в целом. Как правило, снижение ω_{ω} ведет к снижению уровня отмеченных показателей.

Второй способ является предпочтительным. Его реализация основана на механико-математической модели неуравновешенности ротора, разработанной в п. 2.

Рассмотрим ротационный агрегат, балансируемый по первой собственной форме изгиба оси и, по результатам расчетов по алгоритму на рисунке 4.7, отнесенный к классу $G = 4$ гибких роторов. Это будет иметь место, когда выполняется условие (4.91) при $\omega_{\vartheta} = \omega_{\vartheta \max}$. Рассматривая противоположное ему условие и полагая, что масса агрегата

$$m = F\gamma l + m_{pz}, \quad (4.98)$$

где F – площадь сечения упругодеформируемой основы агрегата, м^2 ; γ – плотность материала этой основы, $\text{кг}/\text{м}^3$; m_{pz} – масса всех рабочих элементов агрегата, установленных на этой основе, кг , получили условие возможности рассмотрения вопросов балансировки проектируемого агрегата не как гибкого, а как квазигибкого ротора в виде:

$$J \geq 0,01 \frac{(F\gamma l + m_{pz})l^3}{EA}, A = \frac{0,734}{\omega_{\vartheta \max}^2}. \quad (4.99)$$

Имея заданными значения γ , l , m_{pz} , E , $\omega_{\vartheta \max}$ известными методами сопротивления материалов [33] находятся геометрические характеристики J , F сечения упругодеформируемой основы агрегата, обеспечивающие выполнение условия (4.99). По ним подбирается конфигурация и размеры этого сечения и вносятся изменения в конструкцию агрегата (если это непротивопоказано по иным соображениям).

Отстройка критической частоты для перевода проектируемого агрегата из класса квазигибких ($G = 3$) в класс квазижестких ($G = 2$) при неизменном $\omega_{\vartheta \max} < \omega_{кр1}$ производится также увеличением изгибной жесткости упругодеформируемой основы агрегата.

Предельным условием возможности отнесения проектируемого агрегата к классу $G = 2$ будем считать допустимость его динамической балансировки по традиционной технологии на типовом балансировочном оборудовании со скоростью $\omega_{\delta} = \omega_{\delta \max}$, допускаемой этим оборудованием, в двух плоскостях коррекции, отстающих от опор на расстояниях $A = C = 0,3l$ и потому отвечающих условию $\alpha \leq 1,03$, с точностью $D_{\text{доп}} = 0,4 D_{\text{ст доп}}$. С приведением сбалансированного таким образом агрегата во вращение с максимальной эксплуатационной скоростью $\omega_{\delta \max} < \omega_{\vartheta \max} < \omega_{кр1}$ возникает главный вектор дисбалансов $D_{n1\delta}^{(\omega_{\vartheta})}$ от упругого прогиба оси, определенный по (4.46).

Значение главного вектора остаточных дисбалансов такого агрегата на скорости $\omega_9 = \omega_{9\max}$ его вращения в пределе составит $D_{\text{ост}}^{(\omega_9)}$, определенное по (4.45). Полагая в последнем $D_{\text{ост}}^{(\omega_9)} = D_{\text{доп}} = 0,4 D_{\text{ст доп}}$, условие (4.47) адекватности проведенной балансировки приводим к виду:

$$D_{\text{н1}\delta}^{(\omega_9)} \leq 0,6 D_{\text{ст доп}}. \quad (4.100)$$

Раскрывая $D_{\text{н1}\delta}^{(\omega_9)}$ по (4.46), учитывая (4.38), а также зависимости (4.58), в которых a_{1_9} и a_{1_δ} раскрываются с помощью (2.53) при $\omega = \omega_9$, приведем (4.100) к виду:

$$\frac{1}{1 - \beta_1 \omega_9^2} - \frac{1}{1 - \beta_1 \omega_\delta^2} \cdot \frac{1 + 1,03 \beta_1 \omega_9^2}{1 + 1,03 \beta_1 \omega_\delta^2} \leq 1,28 \frac{D_{\text{ст доп}}}{ml}, \quad (4.101)$$

где $D_{\text{ст доп}}$ выражается в гм, m – в кг, l – в м. При определенных значениях $\omega_9 = \omega_{9\max}$, $\omega_\delta = \omega_{\delta\max}$, $D_{\text{ст доп}}$, m , l численным решением находим значения $\beta_1 \leq A > 0$, удовлетворяющие неравенству (4.101).

Раскрывая β_1 по (2.51) при $n = 1$, после преобразований, проведенных с учетом (4.98), последнее условие приведем к виду:

$$J \geq 0,01 \frac{(F \gamma l + m_{\text{пз}}) l^3}{EA}. \quad (4.102)$$

совпадающему с (4.109) при ином способе нахождения значения A .

Используется (4.102) так же, как и полученное выше неравенство (4.109), что позволяет перевести проектируемый агрегат из класса $G = 3$ квазигибких в класс $G = 2$ квазижестких роторов внесением изменений в конструкцию упругодеформируемой основы этого агрегата. Как результат, показатели эффективности балансировки этого агрегата резко возрастут.

Следует заметить, что при решении (4.101), рассматриваемого как равенство, относительно β_1 и нахождения тем самым значения A , подставляемого в (4.102), значение m , входящее в (4.111), определяется исходной массой квазигибкого ротора. С изменением конструктивных параметров агрегата, необходимых для его перевода в класс $G = 2$, масса агрегата увеличится. Однако при этом результаты расчета значения A по (4.101) корректировать не следует, поскольку с ростом m неравенство (4.101) усиливается.

Рассмотрим, наконец, случай агрегата, требующего балансировки по $n > 1$ -й собственной форме и имеющего $\omega_{\text{э max}} > \omega_{n \text{ пр}}$, определенного по (4.97). Как отмечено в п. 4.4.4, этот агрегат требует отстройки критической частоты с тем, чтобы последнее неравенство было нарушено, т.е. было обеспечено:

$$\omega_{\text{э max}} \leq \omega_{n \text{ пр}}. \quad (4.103)$$

Разделив это неравенство на неравенство (4.97) и произведя преобразования, получили

$$\omega_{\text{кр}n} \geq \frac{\omega_{\text{э max}}}{\sqrt{\frac{4}{5} + \frac{1}{5} \left(\frac{n-1}{n} \right)^2}}. \quad (4.104)$$

Раскрыв $\omega_{\text{кр}n}$ по (2.22), окончательно привели условие обоснования качественной балансировки агрегата по $n > 1$ -й собственной форме к виду (4.102) при

$$A \geq \frac{n^4 \left[\frac{4}{5} + \frac{1}{5} \left(\frac{n-1}{n} \right)^2 \right]}{\omega_{\text{э max}}^2}. \quad (4.105)$$

Использование соотношений (4.102), (4.105) для рассматриваемого ротационного агрегата ($G = 5$) осуществляется так же, как и в описанных выше случаях проведения отстройки критических частот вращения.

На рисунке 4.8 представлена блок-схема формализованного для использования ЭВМ алгоритма решения задачи отстройки критической частоты вращения проектируемого ротационного агрегата, если необходимость решения такой задачи ставится проектировщиком после анализа созданной им конструкции агрегата по алгоритму на рисунке 4.7. Поэтому блок 49 алгоритма на рисунке 4.7 совмещаются с блоком 1 на рисунке 4.8, исходные данные и результаты расчетов по алгоритму на рисунке 4.7 служат исходными для расчетов по алгоритму на рисунке 4.8. Кроме того, в блоке 2 на рисунке 4.8 дополнительно вводятся значения γ – плотности материала упругодеформируемой основы агрегата, кг/м³; $m_{\text{рз}}$ – массы всех рабочих элементов агрегата, установленных на его упругодеформируемой основе.

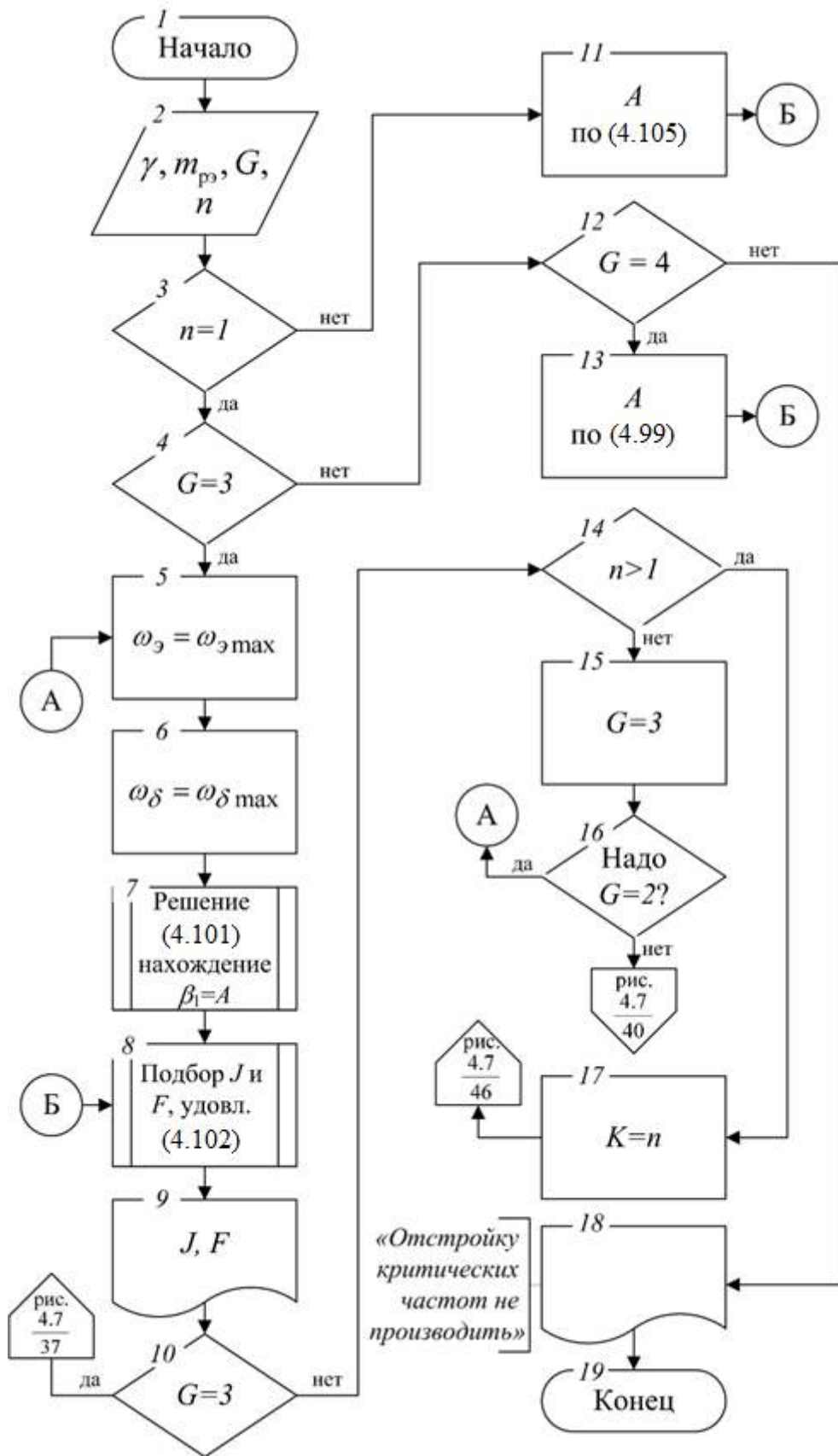


Рисунок 4.8 – Блок-схема алгоритма отстройки критической частоты проектируемого агрегата

Раскрывая содержание других блоков алгоритма на рисунке 4.8, отметим:

- блок 3 – условный переход. Если условие блока выполняется, ротор балансируется по первой собственной форме изгиба оси и расчет переходит к условному переходу 4, выявляющему, к какому классу отнесен рассматриваемый агрегат по результатам расчетов по блок-схеме на рисунке 4.7. Если ротор отнесен к классу квазигибких ($G = 3$), в блоках 5–9 рассчитываются и выдаются на печать необходимые значения J и F сечения упругодеформируемой основы агрегата, при которых, через обязательное выполнение условия блока 10, ротор переводится в класс квазижестких переходом к блоку 37 на рисунке 4.7;
- если условие блока 4 не выполняется, расчет переходит к условному переходу 12. При выполнении условия этого блока спроектированный агрегат является гибким ($G = 4$) по результатам расчета по алгоритму на рис. 4.7, расчет переходит к блоку 13 и далее к блокам 8,9. Поскольку $G = 4$, условие блока 10 не выполняется. Не выполняется и условие блока 14, так как рассматривается случай $n = 1$, поэтому расчет переходит к блоку 15, где полагается $G = 3$ – ротор становится квазигибким;
- блок 16 – условный переход, который устанавливает, следует ли спроектированный агрегат с выданными на печать значениями J и F переводить из класса квазигибких ($G = 3$) в класс квазижестких ($G = 2$). Если это следует сделать, то расчет переходит к блоку 5 и в блоках 6–9 определяются характеристики J и F , которые должен иметь проектируемый агрегат для перевода его через блок 10 (его условие выполняется) к блоку 37 на рисунке 4.7. Если условие блока 16 не выполняется, расчет переводится к блоку 40 на рисунке 4.7 и проектируемый агрегат с выданными на печать значениями J и F относится к квазигибким;
- если условие блока 3 не выполняется, расчет переходит к блоку 11 и далее к блокам 8,9. Условие блока 10 не выполняется, условие блока 14 выполняется, и расчет переходит к блоку 17 с последующим переходом к блоку 46 на рисунке 4.7;
- невыполнение условия блока 12 при $n = 1$ (условие блока 3 выполнено) ведет к остановке расчетов, показывая, что отстройку критической частоты спроектированного агрегата производить не надо.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ

1. Построенная в п. 2 механико-математическая модель неуравновешенности ротора позволила перейти от существующего ныне поиска аналогов к системному расчетно-аналитическому подходу в решении всех задач проектного управления качеством ротационных агрегатов любой вновь создаваемой или модернизированной машины с позиций их балансировки и обеспечения нормального функционирования. Такой подход позволяет не только принимать теоретически обоснованные проектные решения по балансировке ротационных агрегатов, но и оценивать их эффективность, принимать решение, наиболее эффективное из альтернативных вариантов.

2. Постановка и решение оригинальной научной задачи проектного обеспечения инерционной симметрии ротационного агрегата с рабочими элементами (ножами, молотками и т.п.) позволяет не только выявить и оценить инерционную асимметрию принятого проектировщиком размещения таких элементов на агрегате, но и осуществить корректировку дисбалансов, вносимых инерционной асимметрией расположения рабочих элементов, принятого проектировщиком по тем или иным соображениям. Разработанная методика расчета корректирующих дисбалансов гарантированно обеспечивает инерционную симметрию проектируемого ротационного агрегата с инерционно-асимметричным расположением рабочих элементов. Наконец, раскрывая глаза проектировщику на наличие инерционной асимметрии, решение отмеченной задачи может привести его к принятию иной, инерционно-симметричной, схемы размещения рабочих элементов. Гарантированно обеспечивая создание проектировщиком инерционно-симметричной конструкции ротационного агрегата, все это дает существенный эффект при балансировке такой конструкции в производстве.

3. На проектной стадии создания машины для каждого из ее ротационных агрегатов (исключая агрегаты, приводимые вручную без мультипликатора) следует назначать балансировку. Для машин серийного и массового производства по предложенной методике необходимо найти статистическую оценку практически предельного значения $D_{н/пр}$ начального дисбаланса в каждой j -й плоскости коррекции ротационного агрегата. Если $D_{н/пр}$ не превосходит допустимого значения $D_{доп j}$ дисбаланса по всем $j = 1 \dots n_k$ плоскостям коррекции агрегата, то от его балансировки

следует отказаться, обеспечивая этим повышение эффективности производства машины без ухудшения показателей качества ее работы.

4. Ротационные агрегаты и сборочные единицы, опоры которых лежат внутри их тела, не допускают статической балансировки с корректировкой главного вектора дисбалансов в плоскости коррекции, совпадающей с одним из торцов изделия. Это констатирует впервые полученное в работе необходимое условие эффективного использования статической балансировки изделия. Его невыполнение ведет к ухудшению динамического состояния сбалансированного статически изделия в сравнении с несбалансированным за счет роста значений дисбалансов в плоскостях опор ротора.

Теоретически обоснованное в работе оригинальное достаточное условие (4.29) эффективного использования статической балансировки разрушает установившиеся стереотипы решения задачи обоснования метода (статический, динамический) балансировки изделия с помощью значения отношения его длины к диаметру. Учитывая конструктивные и кинематические параметры изделия, это условие обеспечивает выполнение требований действующих стандартов к качеству его балансировки.

5. Первоочередным фактором, определяющим методику и технологические нормативы балансировки проектируемого ротационного агрегата является «гибкость» его оси. Оценка гибкости оси ротора и нахождение дисбалансов, возникающих от упругого прогиба этой оси на различных скоростях вращения ротора, осуществленные с помощью построенной в п. 2 модели и разработанной методики ее исследования, позволили, прежде всего, подразделить роторы по номеру $k \geq 1$ собственной формы изгиба их оси и установить, по какой высшей собственной форме n рассматриваемый ротор должен балансироваться. При этом ротор, требующий балансировки по $n > 1$ -й собственной форме, должен пройти балансировку по каждой из $k = 1 \dots n$ собственных форм.

6. Роторы, балансируемые по $n = 1$ -й собственной форме изгиба оси, в зависимости от прогнозируемого моделированием значения дисбаланса от этого изгиба и его соотношения с допустимым значением, подразделяются на классы жестких, квазижестких, квазигибких и гибких. Разработанный метод разграничения этих классов позволяет не только установить класс проектируемого ротационного агрегата при его $n = 1$, но и сформулировать методику, обосновать технологические нормативы и

требования к балансировке каждого из этих классов, гарантирующие достижение цели балансировки ротора – требуемую его уравновешенность на эксплуатационной скорости вращения. Такой подход в корне отличается от существующего несистемного подхода к решению отмеченных задач, изложенного в современной справочной и нормативной литературе и не создающего никаких гарантий обеспечения уравновешенности создаваемой конструкции агрегата в работающей машине.

7. Класс гибких роторов допускается к использованию лишь в исключительных случаях, когда значительные упругие деформации оси ротора по какой-либо из собственных форм становятся самоцелью в исполнении некоторой уникальной функции агрегата. В подавляющем большинстве случаев выявление принадлежности проектируемого агрегата к классу гибких роторов требует отстройки его критической частоты. Осуществление этой отстройки по разработанной оригинальной методике, базирующейся на построенной в п. 2 модели неуравновешенности ротора, позволяет:

- ротор, балансируемый по первой собственной форме, перевести (по усмотрению проектировщика) в класс квазигибких или в класс квазижестких;
- для ротора, балансируемого по $n > 1$ -й собственной форме и имеющего предельное допустимое значение $\omega_{n \text{ пр}}$ скорости вращения меньше, чем максимальная эксплуатационная скорость ω_{max} , обеспечить $\omega_{\text{max}} \leq \omega_{n \text{ пр}}$.

Обоснованное этой методикой ужесточение оси ротора не только гарантированно обеспечивает его устойчивую работу в эксплуатации (отсутствуют значительные упругие деформации оси и обусловленные этим дисбалансы), но и значительно снижает трудозатраты балансировки при обеспечении требуемого ее качества.

8. Все построенные алгоритмы решения задач проектного управления качеством балансировки создаваемого ротационного агрегата формализованы для использования ЭВМ. Этим обеспечивается необходимая точность проводимых по ним расчетов и надежность получаемых результатов.

5. МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО РОТОРА В РЕШЕНИИ ЗАДАЧ СОЗДАНИЯ НОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ БАЛАНСРОВКИ

5.1. Постановка задач

Представленный в п. 1.4 комплекс технологических вопросов балансировки ротационного агрегата создаваемой машины, его сборочных единиц и деталей, а также алгоритм технологической подготовки работ по балансировке каждого изделия (рисунок 1.3) содержат комментарии по современному состоянию решения этих вопросов. Там же подчеркнуты вопросы, разрешение которых невозможно без постановки и проведения дополнительных научных исследований. Этим исследованиям и посвящены материалы настоящей главы.

Конкретизируя содержание этих исследований и опираясь при этом на блоки алгоритма на рисунке 1.3, отметим:

– расчет допустимых дисбалансов каждого балансируемого ротора в плоскостях коррекции у опор (блок 6) и расчет допустимого значения главного вектора дисбалансов $D_{ст\ доп i}$ сборочных единиц, балансируемых статически (блок 23), осуществляется с помощью соотношений (4.3), (4.4). Значения этих дисбалансов обосновываются конструктором агрегата и отражаются в чертежной документации на балансируемое изделие. Отмеченные соотношения служат для проверочных расчетов при технологической подготовке балансировочных работ для каждого изделия;

– методика и технологические нормативы динамической балансировки агрегата (блок 7) полностью определяются его классом по признаку «гибкость», обосновываются материалами исследований п. 4.4 настоящей работы и решаются с помощью алгоритма на рисунке 4.7, не требуя проведения дополнительных исследований. Однако в рамках настоящего исследования эти материалы будут использованы для разработки новых технологических процессов балансировки различных классов роторов по всем классификационным признакам, что до настоящего времени не осуществлено в полной мере;

– для ротационных агрегатов, требующих при функционировании конечных относительных перемещений их деталей (сборочных единиц) (например, шпиндели

прецизионных станков, фрикционные вариаторы хода зерноуборочных комбайнов и др.), необходимо (блок 9) обосновать фиксированные относительные положения этих деталей и саму технологию балансировки такого агрегата в сборе – эта задача требует отдельного рассмотрения;

– частота n_δ (или угловая скорость ω_δ) вращения изделия при его балансировке – один из технологических нормативов, обоснованных в п. 4.4 для роторов, не имеющих шарнирных рабочих органов (молотков, ножей и т.п.). Шарнирные рабочие органы радиально самоустанавливаются в поле сил инерции при вращении ротора. Эта самоустановка происходит с некоторыми малыми отклонениями геометрии, что приводит к возникновению случайных дисбалансов, дестабилизирующих работу балансировочного станка. Задача обоснования ω_δ для последнего случая (блок 11) требует своего разрешения;

– обоснование предельного значения корректирующей массы (блок 12) – задача, решенная для жестких роторов, что и отмечено в п. 1.4. Для нежестких роторов эта задача требует своего разрешения;

– задача обоснования ряда номинальных значений корректирующих масс (блок 13) стоит лишь в случае корректировки дисбалансов добавлением масс, когда корректирующая масса варьируется не непрерывно, а дискретно. До настоящего времени решение этой задачи осуществляется случайным подбором значений корректирующих масс в наборе, потому требуется её обоснованное решение;

– при автоматизированной корректировке дисбалансов изделия требуется алгоритмический расчет локальных корректирующих масс на фиксированных местах их возможного размещения (добавления или удаления) в плоскости коррекции. Это формализует корректировку дисбалансов (блок 15). Отсутствие общего принципа алгоритмизации таких расчетов для различных способов корректировки обуславливает необходимость его разработки в настоящей главе;

– если вопросы выбора типового балансировочного оборудования из существующих и производимых в стране и за рубежом его моделей не представляют сложности (блок 16), что подчеркивается в п. 1.4, то вопросы проектирования оригинального балансировочного оборудования нового поколения (блок 18) требуют решения в настоящей работе;

– в отличие от вопросов проектирования оснастки (блок 19) и оформления технологического процесса балансировки изделия (блок 20), в полной мере раскрытых методическими и справочными материалами (это также подчеркнуто в п. 1.4), решение задачи разработки технических средств (балансировочных комплектов) диагностирования качества балансировки агрегата, установленного на машине, требует осуществления научной проработки в связи с исследованиями п. 3 настоящей работы;

– для балансируемого статически изделия требуется выбрать способ балансировки (при помощи силы тяжести или в динамическом режиме) – блок 24 на рисунке 1.3. Обоснование этого выбора с позиций точности балансировки достаточно полно освещено в литературе (п. 1.4) и потому оно исключается из задач настоящего исследования;

Резюмируя отмеченное выше, в перечень задач исследования по настоящей главе включаем:

– разработку новых технологий динамической балансировки нежестких роторов различных классов с учетом возможности конечных и малых изменений их геометрии при функционировании в машине;

– обоснование минимальной частоты n_δ вращения ротора с шарнирными рабочими элементами при его балансировке;

– обоснование практически предельных значений и номенклатуры номиналов добавляемых корректирующих масс;

– формализацию корректировки дисбалансов;

– проектирование балансировочного оборудования (балансировочных станков, средств диагностирования качества балансировки, балансировочного комплекта) нового поколения.

Решение этих задач представлено ниже.

5.2. Новые аспекты технологии балансировки роторов

Как показано в п. 4.4, методики и технологические нормативы балансировки всех нежестких (квазижестких, квазигибких и гибких) двухопорных роторов, балансируемых по первой собственной форме изгиба оси, базируются на традиционной (типовой) методике балансировки жесткого ротора в двух плоскостях коррекции у опор. Поэтому,

интерпретируя новые разрабатываемые технологии балансировки как вариации базовой технологии балансировки жёсткого двухопорного ротора, приведем сначала обобщенное описание последней. При описании новых разрабатываемых технологий балансировки иных классов ротора на эту базовую (традиционную) технологию будут делаться ссылки с необходимыми уточнениями технологических нормативов.

5.2.1. Обобщенная базовая технология балансировки двухопорного жёсткого ротора с неизменяемой геометрией

Эта технология сводится к выполнению следующих общеизвестных операций:

а) установить на станке переходную муфту привода вращения балансируемого ротора;

б) установить требуемое расстояние между опорами ротора на балансировочном станке;

в) установить на пульте балансировочного станка обоснованные значения технологических нормативов балансировки ротора, к которым в общем случае относятся:

- частота n_δ вращения ротора при его балансировке (при балансировке нежёстких роторов и роторов, балансируемых по $n > 1$ -й собственной форме изгиба оси, используются станки с варьируемым n_δ),

- координаты A, B, C (см. рисунок 2.2), определяющие положения плоскостей коррекции относительно опор ротора, если плоскости коррекции не совпадают с плоскостями измерения дисбалансов,

- метод корректировки дисбалансов (удаление или добавление масс),

- радиусы R_I, R_{II} корректировки в плоскостях коррекции,

- значения $D_{\text{доп}j}$ допустимых дисбалансов в плоскостях коррекции $j = I, II$ ротора, определенные как $D_{\text{доп}j}$ при $j = 1, 2$ по зависимостям, приведенным в п. 4.3;

г) установить балансируемое изделие на станок, присоединить его к приводу;

д) запустить вращение ротора. После отработки цикла измерений остановить вращение ротора (у большинства балансировочных станков это осуществляется автоматически) с фиксацией значений m_{kI}, m_{kII} , и углов $\alpha_{kI}, \alpha_{kII}$, расположения корректирующих масс в плоскостях коррекции I, II балансируемого ротора;

е) осуществить корректировку дисбалансов ротора установкой (или удалением) корректирующих масс, зафиксированных станком;

ж) запустить вращение ротора на станке. Если после отработки цикла измерений и остановки станка зафиксированные им значения остаточных дисбалансов $D_{\text{ост } I, II}$ (хотя бы в данной из плоскостей коррекции I или II) превысят значения допустимых дисбалансов $D_{\text{доп } I, II}$, предыдущая и рассматриваемая операции повторяются до выполнения условия (4.1) для $j = I, II$. (Заметим, что существующие балансировочные станки, даже при идеальной установке (или удалении) зафиксированных станком корректирующих масс m_{kI}, m_{kII} на углах $\alpha_{kI}, \alpha_{kII}$ их размещения в плоскостях коррекции I, II , требуют до 5 поворотов отмеченных выше операций. Это явилось одной из причин, обусловивших необходимость разработки в настоящем исследовании балансировочных станков нового поколения, лишённых этого недостатка.);

з) снять сбалансированный ротор со станка.

Для балансировки следующего из партии изделий, на которые настроен станок реализацией операций а) – в), необходимо повторять операции г) – з).

5.2.2. Технология балансировки двухопорного жёсткого ротора с конечно-изменяемой геометрией

Рассмотрим сначала жёсткий ротор с конечными изменениями геометрии в виде осуществляемых при функционировании осевых перемещений некоторой j -й сборочной единицы относительно контактирующей с ней базовой сборочной единицы 1. Примерами таких роторов могут служить вариатор хода зерноуборочного комбайна (СК-3, СК-4, СК-5), шпиндель прецизионного фрезерного станка и др. Роторы с конечными относительными угловыми перемещениями сборочных единиц, расположенных на одной оси (эти сборочные единицы связаны фрикционной или кулачковой муфтой), требуют отдельной балансировки каждой из этих сборочных единиц и потому далее не рассматриваются.

На рисунке 5.1, а показаны два возможных относительных положения (сплошной линией и пунктиром), которые может занимать сборочная единица j относительно базовой при дискретном или непрерывном поступательном перемещении l_j .

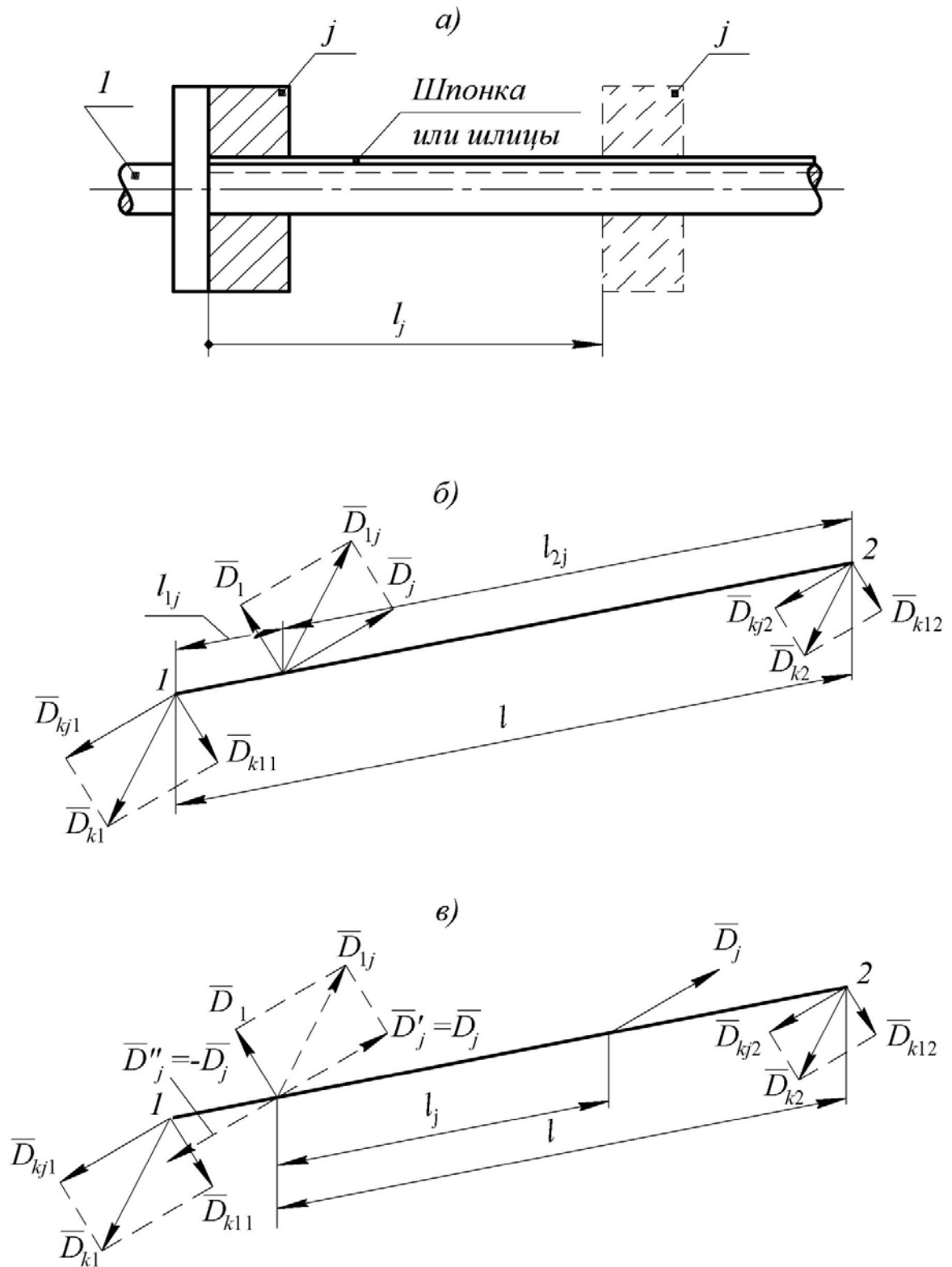


Рисунок 5.1 – К обоснованию технологии балансировки ротора с конечно-изменяемой геометрией

Балансировка такого ротора до настоящего времени осуществляется так же, как и для роторов с неизменяемой геометрией (п. 5.2.1) при определенном фиксированном относительном положении сборочных единиц j и 1. Такая балансировка недостаточна, так как с изменением l_j уравновешенность ротора, достигнутая балансировкой при фиксированном l_j (например, $l_j = 0$), нарушается.

Обосновывая последнее, рассмотрим сбалансированный при $l_j = 0$ ротор. В общем случае вся совокупность его начальных дисбалансов корректируется двумя дисбалансами \bar{D}_{k1} , \bar{D}_{k2} в плоскостях коррекции 1, 2. Составляющими последних будут дисбалансы $\bar{D}_{k1} = \bar{D}_{k11} + \bar{D}_{kj1}$, $\bar{D}_{k2} = \bar{D}_{k12} + \bar{D}_{kj2}$, корректирующие исходный вектор дисбалансов $\bar{D}_{1j} = \bar{D}_1 + \bar{D}_j = -\bar{D}_{k1} - \bar{D}_{k2}$. Все эти дисбалансы представлены на рисунке 5.1, б, где \bar{D}_1 – исходный дисбаланс базовой сборочной единицы, приведенный к месту расположения сборочной единицы j при балансировке ротора; \bar{D}_j – исходный дисбаланс сборочной единицы j . Поскольку по условиям сбалансированности ротора будет иметь место $\bar{D}_{k11} = -\bar{D}_1 l_{2j} / l$; $\bar{D}_{k12} = -\bar{D}_1 l_{1j} / l$; $\bar{D}_{kj1} = -\bar{D}_j l_{2j} / l$; $\bar{D}_{kj2} = -\bar{D}_j l_{1j} / l$, система дисбалансов \bar{D}_{kj1} , \bar{D}_{k11} , \bar{D}_1 , \bar{D}_j , \bar{D}_{kj2} , \bar{D}_{k12} , \bar{D}_{kj1} будет уравновешена.

На рисунке 5.1, в представлен тот же сбалансированный ротор с j -й сборочной единицей, сдвинутой вдоль оси ротора на расстоянии l_j . Там же сплошной линией показаны все исходные и корректирующие дисбалансы, введенные при проведенной балансировке. Условно вводя (пунктирная линия) взаимоисключающие друг друга дисбалансы $\bar{D}'_j = \bar{D}_j$, $\bar{D}''_j = -\bar{D}_j$, отметим, что система дисбалансов \bar{D}_{kj1} , \bar{D}_{k11} , \bar{D}_1 , $\bar{D}'_j = \bar{D}_j$, \bar{D}_{kj2} , \bar{D}_{k12} , представленных на этом рисунке, как было отмечено выше, будет уравновешена. Оставшиеся дисбалансы \bar{D}_j и $\bar{D}''_j = -\bar{D}_j$ создают неуравновешенный моментный дисбаланс $\bar{M}_D = \bar{D}_j l_j$, что и доказывает факт разбалансировки уравновешенного ротора после относительного осевого смещения его сборочной единицы.

Отмеченная разбалансировка предопределяет необходимость использования следующей технологии балансировки рассматриваемого класса роторов:

а) сбалансировать ротор как жёсткий по технологии п. 5.2.1 (исключая операцию з)) при $l_j = 0$;

б) сдвинуть j -ю сборочную единицу на фиксированное максимальное возможное расстояние l_j ;

в) запустить вращение ротора на балансировочном станке и после отработки измерительного диска зафиксировать в плоскостях коррекции 1, 2 значения $D_{j1} \approx D_{j2}$ и углы α_{j1} и $\alpha_{j2} \approx \alpha_j + \pi$ дисбалансов (корректирующих возмущений от перемещения j -й сборочной единицы моментный дисбаланс). Если $D_{j1} \leq D_{\text{min}}$, $D_{j2} \leq D_{\text{min}}$, влияние смещения сборочной единицы j на неуравновешенность сбалансированного ротора незначительно, снять ротор с балансировочного станка. В противном случае:

г) определить характеристики установленных корректирующих дисбалансов:

$$D_{j0} = 0,5(D_{j1} + D_{j2}), \quad \alpha_{j0} = 0,5(\alpha_{j1} + \alpha_{j2} - \pi);$$

д) найти значения корректирующих дисбалансов в плоскостях коррекции, совпадающих с контактирующими торцовыми поверхностями сборочных единиц j и 1:

$$D_{j0} = D_{j0} \cdot l / l_j;$$

е) установить корректирующие дисбалансы D_{j0} в торцевой плоскости сборочной единицы 1 с углом φ_{j0} , а в торцевой плоскости сборочной единицы j – с углом $(\varphi_{j0} + \pi)$;

ж) повторить операцию в) до выполнения её условия.

Сбалансированный по такой технологии ротор не получит недопустимой разбалансировки при любом относительном положении сборочных единиц j и 1. Если в конструкции ротора имеется несколько сборочных единиц, допускающих при работе машины казенные перемещения относительно базовой сборочной единицы, то операции б) – ж) повторяются для каждой из этих сборочных единиц.

Если в результате реализации операции в) представленной выше технологии для выборки из десяти роторов будут выполняться условия (неравенства) этой операции, перемещения j -й сборочной единицы относительно сборочной единицы 1 следует признать малыми, и потому балансировать такую конструкцию ротора следует по базовой технологии (см. п. 5.2.1).

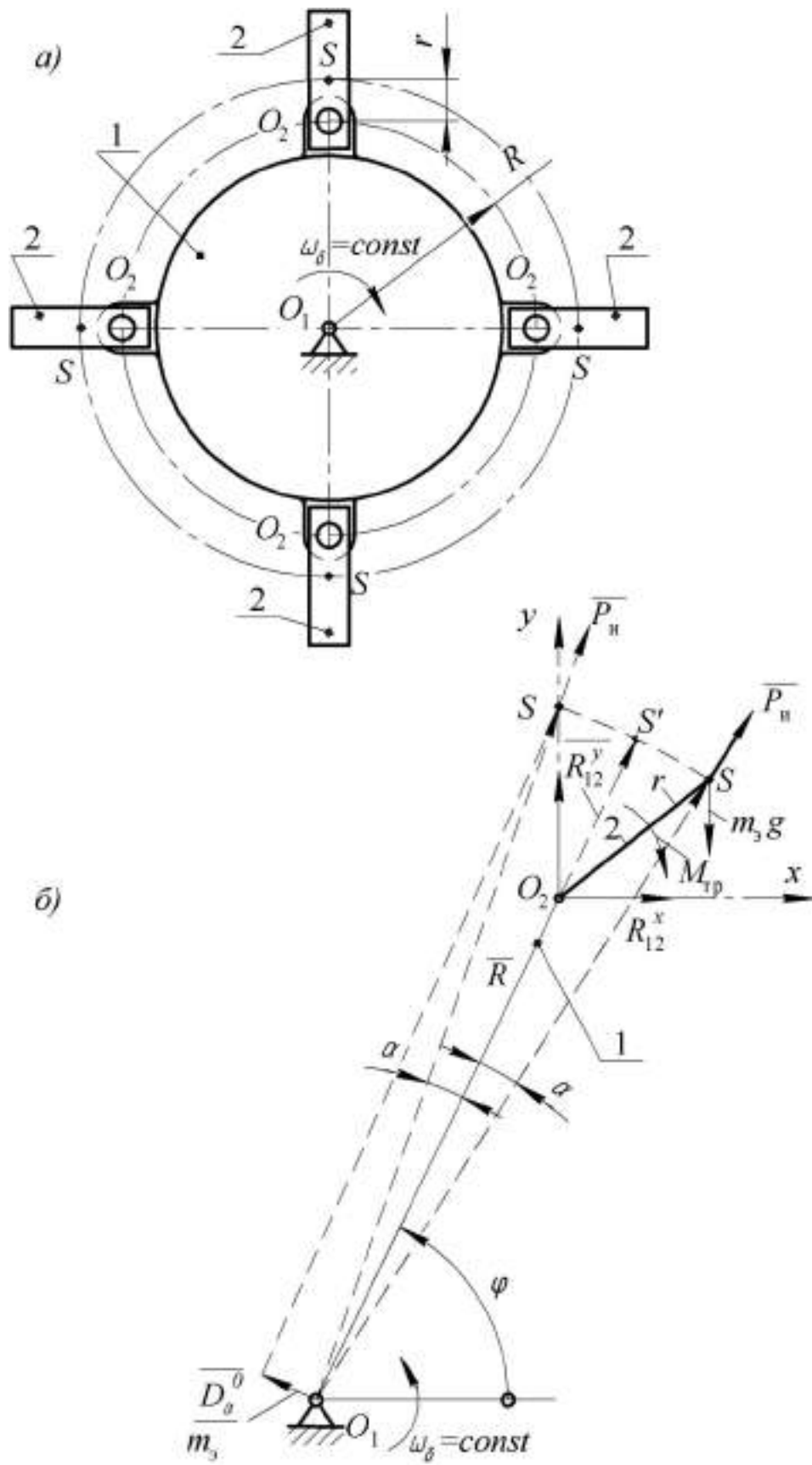


Рисунок 5.2 – К обоснованию значения $|\alpha_{\min}^*|$

5.2.3. Технология балансировки жесткого ротора с шарнирными рабочими элементами

Такую конструкцию имеют барабаны различного рода дробилок, измельчителей, ротационных режущих аппаратов сельскохозяйственных машин и др. Схема такого ротора с горизонтальной осью вращения представлена на рисунке 5.2, *a* (вид с торца) при вращении его со скоростью ω_{δ} . Рабочие элементы 2 ротора расположены инерционно-симметрично (п. 4.2) в m рядах (на рисунке $m = 4$) по n_s в каждом ряду по образующей базовой сборочной единице 1 (этот случай рассматривается ниже) либо по спирали.

Используемые в настоящее время технологии балансировки таких роторов, если основываться на одноразовом или многократном применении базовой технологии (п. 5.2.1), весьма многообразны:

- полностью собранный ротор балансируют. При замене в эксплуатации одного или нескольких рабочих элементов происходит разбалансировка ротора – взаимозаменяемость рабочих элементов не обеспечивается;
- балансируют ротор без рабочих элементов; после установки последних ротор балансируют повторно. Такая технология имеет тот же недостаток, что и предыдущая;
- балансировкой ротора в сборе, устраняющей дисбалансы от погрешностей геометрии установки рабочих элементов.

Анализ всех представленных технологий позволил установить следующую рациональную технологию балансировки рассматриваемого класса роторов, лишенную всех отмеченных недостатков:

а) осуществляют подбор масс рабочих элементов ротора с разграничением их на несколько классов. Внутри каждого класса массы этих элементов находятся в определенных границах, обоснованных в работах [72, 77];

б) производят сборку ротора с установкой в диаметрально противоположных точках базовой сборочной единицы 1 рабочих элементов, принадлежащих одному классу;

в) балансируют ротор в сборе.

Адекватность и эффективность такой технологии были многократно подтверждены её внедрением (осуществленным кафедрой «Теория механизмов и

машин» ДГТУ) для балансировки барабанов измельчителей зерноуборочных комбайнов семейства «Нива» и «Дон», ротационного режущего аппарата косилки-измельчителя навесной КИН-2,7 (завод «Ростсельмаш», г. Ростов-на-Дону), ротора кормодробилки ДБ-5,0 (ВНИИживмаш, г. Киев). Однако в процессе внедрения постоянно возникала проблема нестабильности показаний измерительной системы балансировочного станка, которые существенно менялись от пуска к пуску.

Идеальное расположение шарнирных рабочих элементов в поле сил инерции, возникающих при вращении ротора на машине или на балансировочном станке, имеет место, когда центры масс S всех этих элементов лежат на прямых, проходящих через ось O_2 шарнира и ось O_1 вращения ротора (рисунок 5.2, а). Для обеспечения этого необходимо, прежде всего, чтобы в шарнирах не происходило заклинивания рабочих элементов, чтобы сопротивление провороту этого элемента в шарнире было минимальным. Тем не менее, даже с выполнением этих обязательных требований, объективное наличие трения в шарнирах, исполненных, как правило, в виде пар скольжения, ведет к тому, что при скорости ω_δ вращения ротора на балансировочном станке ($\omega_\delta < \omega_\delta$ для жёстких роторов) расположения рабочих элементов будут иметь отклонения от идеального.

Отмеченные отклонения являются малыми, потому такая конструкция ротора относится к классу с малыми отклонениями геометрии. Кроме того, такие отклонения являются случайными (от пуска к пуску станка различные рабочие элементы ротора могут получать различные отклонения или их не получать). Следствием этих отклонений становятся случайные локальные дисбалансы, которые, суммируясь с исходными начальными дисбалансами, делают нестабильными показания измерительной системы балансировочного станка. При различных пусках станка с таким ротором при одной и той же ω_δ показания его измерительной системы могут меняться как по значениям, так и по углам начальных дисбалансов в плоскостях коррекции. Если эти изменения превосходят значения $D_{\text{доп I}}$, $D_{\text{доп II}}$, то сбалансировать такой ротор с требуемой точностью не представляется возможным.

При внедрениях представленной выше рациональной технологии балансировки обеспечения стабильности показаний измерительной системы балансировочного станка

добивались двумя путями: снижением сопротивления в шарнирах и увеличением ω_δ . При этом стремились к тому, чтобы отклонения показаний измерительной системы станка не превосходило 0,1 значений допустимых дисбалансов в каждой из плоскостей коррекции.

Ниже представлено теоретическое обоснование эффективного способа обеспечения стабильности показаний измерительной системы балансировочного станка при балансировке роторов с шарнирными рабочими элементами, который должен быть реализован на стадии технологической подготовки производства.

Решение задачи будем вести с учетом следующих допущений:

– момент трения в шарнире пропорционален реакции в нем, количественные оценки трения во всех шарнирах одинаковы;

– при запуске вращения ротора на балансировочном станке, с достижением скорости его вращения значения ω_δ , положение всех рабочих элементов определяется и сохраняется принятое положение данных элементов относительно базовой сборочной единицы 1 при последующем вращении с этой скоростью.

Реакция R_{12} в шарнире O_2 определяется значением силы $P_{и}$ инерции, действующей на рабочий элемент, и силы $G_э = m_эg$ его веса ($m_э$ – масса рабочего элемента). Эта реакция обуславливает появление в шарнире O_2 момента $M_{тр} = kR_{12}$ сил трения

(k – коэффициент пропорциональности, имеющий размерность длины). При отклонении рабочего элемента вращающегося ротора от идеального его положения на угол $\pm \alpha$ сила $P_{и}$ инерции стремится привести этот элемент в идеальное положение, а момент $M_{тр}$ противодействует этому.

Рассмотрим рабочий элемент, который к моменту достижения скорости вращения ротора на балансировочном станке значения $\omega_\delta = const$ оказался в произвольном положении, определенном углом φ поворота центра шарнира O_2 относительно оси O_1 ротора. На рисунке 5.2, б представлена схема этого элемента со всеми действующими на него усилиями, которые, согласно принципу Даламбера, обеспечивают статическое равновесие этого элемента. Условия этого равновесия:

$$\begin{cases} \Sigma X = P_{\pi} \cos(\varphi \mp \alpha) + R_{12}^x = 0; \\ \Sigma Y = P_{\pi} \sin(\varphi \mp \alpha) - G_s + R_{12}^y = 0; \\ \Sigma M_{O_2} = \mp M_{\text{тр}} \pm P_{\pi} R \alpha - m_s g [(R+r) \cos(\varphi \mp \alpha) - R \cos \varphi] = 0, \end{cases} \quad (5.1)$$

где $M_{\text{тр}} = kR_{12} = k\sqrt{(R_{12}^x)^2 + (R_{12}^y)^2}$.

Определив из первых двух уравнений системы (5.1) значения R_{12}^x , R_{12}^y , подставив их в уравнении для $M_{\text{тр}}$ и учитывая, что α – малая величина, получили:

$$\begin{aligned} & \mp kP_{\pi} \sqrt{1 - 2 \frac{m_s g}{P_{\pi}} (\sin \varphi \mp \alpha \cos \varphi) + \left(\frac{m_s g}{P_{\pi}}\right)^2} \pm \\ & \mp P_{\pi} R \alpha - m_s g [(R+r)(\cos \varphi \pm \alpha \sin \varphi) - R \cos \varphi] = 0. \end{aligned} \quad (5.2)$$

Для различных φ условие равновесия (5.2) принимает различный вид, определяя различные значения равновесного α . Это обуславливает возникновение угловых колебаний каждого рабочего элемента относительно базовой сборочной единицы при запуске вращения ротора. Не рассматривается переходный период роста скорости от нуля до $\omega_{\delta} = \text{const}$ (при этом α конечны и значительны, обусловленные ими дисбалансы ротора очень велики, что и объясняет удары при пуске), к моменту достижения скоростью вращения значения ω_{δ} эти колебания становятся малыми. Их наличие и является следствием вариации условий равновесия и равновесных значений α каждого рабочего элемента с изменением φ .

Не рассматривая детально механику малых относительных колебаний рабочего элемента ротора, вращающегося со скоростью $\omega_{\delta} = \text{const}$, следует отметить, что при наличии трения в шарнире эти колебания являются затухающими. С их полным затуханием отклонение α каждого рабочего элемента, оставаясь неизменным, будет отвечать условию:

$$-\alpha_{\min}^* \leq \alpha \leq \alpha_{\min}^* \quad (5.3)$$

где $|\alpha_{\min}^*|$ – минимальное из равновесных значений α при вариации: $0 \leq \varphi < 2\pi$.

Для выявления α_{\min}^* следует использовать более точное условие равновесия рабочего элемента, представив третье уравнение системы (5.1) в виде:

$$|M_{\text{тп}}| \geq |\mp P_{\text{н}} R \alpha + m_{\text{з}} g [(R+r) \cos(\varphi \pm \alpha) - R \cos \varphi]|. \quad (5.4)$$

Лишь при одном или нескольких из значений $\varphi = \varphi_1$ это условие становится равенством, из которого и находится $\alpha = |\alpha_{\text{мин}}^*|$. При прочих значениях φ элемент, получивший отклонение $|\alpha| \leq |\alpha_{\text{мин}}^*|$, будет сохранять такое отклонение, так как условие (5.4) будет выполняться в виде неравенства. Другие рабочие элементы ротора, вращающегося со скоростью $\omega_{\text{з}} = \text{const}$, принимающие при относительных колебаниях значения $|\alpha| > |\alpha_{\text{мин}}^*|$, проходя угол $\varphi = \varphi_1$, будут снижать свое значение α вследствие того, что условие (5.4) при этом не будет выполняться и сила $P_{\text{н}}$ уменьшит отклонение $|\alpha|$. Поэтому через один или несколько оборотов ротора для всех его рабочих элементов условие (5.3) будет выполнено. Тем самым обеспечивается установившееся для данного запуска вращения ротора расположение всех его рабочих элементов с выполнением условия (5.3). При другом запуске вращения того же ротора на балансировочном станке установившееся относительное расположение его рабочих элементов будет совершенно другим при обязательном выполнении условия (5.3).

В таблице 5.1 представлены результаты анализа условия (5.4) при различных значениях φ . При этом для каждого значения φ из соответствующего условия равновесия (возведением его в квадрат, пренебрежением величинами высокого порядка малости, решением полученного квадратного неравенства) нашли области устойчивых значений отклонений α рабочего элемента, представленные неравенствами (5.5) – (5.8).

Таблица 5.1 Результаты анализа условия (5.4) устойчивости положения шарнирного рабочего элемента

φ	Условие устойчивого расположения рабочего элемента при вращении ротора	Значения α при устойчивом расположении рабочего элемента, рад
0	$\left \mp k \sqrt{P_u^2 + (m, g)^2} \right \geq \left \mp P_u R_u \cdot m, g r \right $	$-\frac{m, g r}{P_u R} - \frac{k}{R} \sqrt{1 + \left(\frac{m, g}{P_u} \right)^2} \leq \alpha \leq -\frac{m, g r}{P_u R} + \frac{k}{R} \sqrt{1 + \left(\frac{m, g}{P_u} \right)^2}$ (5.5)
$\frac{\pi}{2}$	$\mp k (P_u - m, g) \geq \left \mp P_u R_u \pm m, g (R + r) \alpha \right $	$-\frac{k (P_u - m, g)}{P_u R - m, g (R + r)} < \alpha < \frac{k (P_u - m, g)}{P_u R - m, g (R + r)}$ (5.6)
π	$\left \mp k \sqrt{P_u^2 + (m, g)^2} \right > \left \mp P_u R_u - m, g r \right $	$\frac{m, g r}{P_u R} - \frac{k}{R} \sqrt{1 + \left(\frac{m, g}{P_u} \right)^2} \leq \alpha \leq \frac{m, g r}{P_u R} + \frac{k}{R} \sqrt{1 + \left(\frac{m, g}{P_u} \right)^2}$ (5.7)
$\frac{3\pi}{2}$	$\mp k (P_u + m, g) \geq \left \mp P_u R_u \pm m, g (R + r) \alpha \right $	$\frac{k (P_u + m, g)}{P_u R + m, g (R + r)} \leq \alpha \leq \frac{k (P_u - m, g)}{P_u R + m, g (R + r)}$ (5.8)

Последующий анализ этих неравенств позволил установить:

– неравенство (5.6) имеет смысл только в случае, когда

$$\begin{cases} P_{\text{н}} - m_3 g > 0, \\ P_{\text{н}} R - m_3 g (R + r) > 0. \end{cases} \quad (5.9)$$

Учитывая, что (рисуно 5.2, б)

$$P_{\text{н}} = m_3 \omega_6^2 O_1 S = m_3 \omega_6^2 \left(R \cos \alpha + \sqrt{r^2 + (R \sin \alpha)^2} \right) \approx m_3 \omega_6^2 (R + r), \quad (5.10)$$

система неравенств имеет выполнена, если выполнено необходимое условие «развертывания» шарнирных рабочих элементов ротора при его балансировке:

$$\omega_6 > \sqrt{g/R}; \quad (5.11)$$

– при $\omega_6 \rightarrow \infty$, когда в соответствии с (5.10) $P_{\text{н}} \rightarrow \infty$, вне зависимости от значения φ , минимальное предельное возможное значение отклонения рабочего элемента от его идеального состояния:

$$-\alpha_{\min} \leq \alpha \leq \alpha_{\min}, \quad \alpha_{\min} = \frac{k}{R} \quad (5.12)$$

– найдя производные $d\alpha/dP_{\text{н}}$ граничных функций $\alpha(P_{\text{н}})$, фигурирующих слева и справа в неравенствах (5.5) – (5.8) для различных φ (таблица 5.1), и установив их знак, определим монотонность изменений этих функций при вариации $P_{\text{н}}$ с изменением значения $\sqrt{g/R} < \omega_6 < \infty$. Результаты представлены в таблице 5.2;

– положив $\omega_6 = \sqrt{g/R}$ и определив по (5.10) $P_{\text{н}} = m_3 g (R + r) / R$, подстановкой последнего в граничные функции нашли их значения, представленные в таблице 5.2;

– отыскивая для каждой из функций $\alpha(P_{\text{н}})$ её предел при $P_{\text{н}} \rightarrow \infty$, значения этих пределов также представили в таблице 5.2.

По результатам проведенного анализа на рисунке 5.3 построены графики, характеризующие изменения граничных функций $\alpha(\omega_6)$. Из этих графиков следует, что устойчивое положение шарнирных рабочих элементов при вращении ротора на балансировочном станке при теоретическом отсутствии их отклонений от идеального положения ($\alpha_{\min}^* = 0$) может иметь место лишь в случае, когда нижняя граница $\alpha(P_{\text{н}})$ при $\varphi = \pi$ и верхняя граница $\alpha(P_{\text{н}})$ при $\varphi = 0$, (таблица 5.1), пересекают ось ω_6 на

рисунке 5.3 в общей точке, т.е. когда $\alpha = \frac{m_3 g r}{P_{\text{н}} R} - \frac{k}{R} \sqrt{1 + \left(\frac{m_3 g}{P_{\text{н}}} \right)^2} = 0$.

Таблица 5.2 – Результаты анализа граничных функций $\alpha(P_n)$ неравенств (5.5) – (5.8)

φ	Граница	Характер монотонности в функции $\sqrt{g/R} < \omega_\delta < \infty$	Значение функции при $\omega_\delta = \sqrt{g/R}$	$\lim_{P_n \rightarrow \infty} \alpha(P_n)$
0	верхняя	растет	$-\frac{r}{R+r} + \frac{k}{R} \sqrt{1 + \left(\frac{R}{R+r}\right)^2}$	$\frac{k}{R}$
	нижняя	растет	$-\frac{r}{R+r} - \frac{k}{R} \sqrt{1 + \left(\frac{R}{R+r}\right)^2}$	$-\frac{k}{R}$
$\frac{\pi}{2}$	верхняя	убывает	∞	$\frac{k}{R}$
	нижняя	растет	$-\infty$	$-\frac{k}{R}$
π	верхняя	убывает	$\frac{r}{R+r} + \frac{k}{R} \sqrt{1 + \left(\frac{R}{R+r}\right)^2}$	$\frac{k}{R}$
	нижняя	убывает	$\frac{r}{R+r} - \frac{k}{R} \sqrt{1 + \left(\frac{R}{R+r}\right)^2}$	$-\frac{k}{R}$
$\frac{3\pi}{2}$	верхняя	растет	$\frac{k}{R} \left(1 + \frac{R}{R+r}\right)$	$\frac{k}{R}$
	нижняя	убывает	$-\frac{k}{R} \left(1 + \frac{R}{R+r}\right)$	$-\frac{k}{R}$

Решая это уравнение с учетом (5.10), нашли

$$\omega_\delta = \omega_{\delta_*} = \sqrt{\frac{g}{k} \cdot \frac{r}{R+r}}. \quad (5.13)$$

Любое отклонение скорости балансировки от значения ω_δ , определенного последним выражением, приводит к возникновению отклонения α каждого рабочего элемента, отвечающего условию (5.3) при $\alpha_{\min}^* \neq 0$. При этом с уменьшением ω_δ

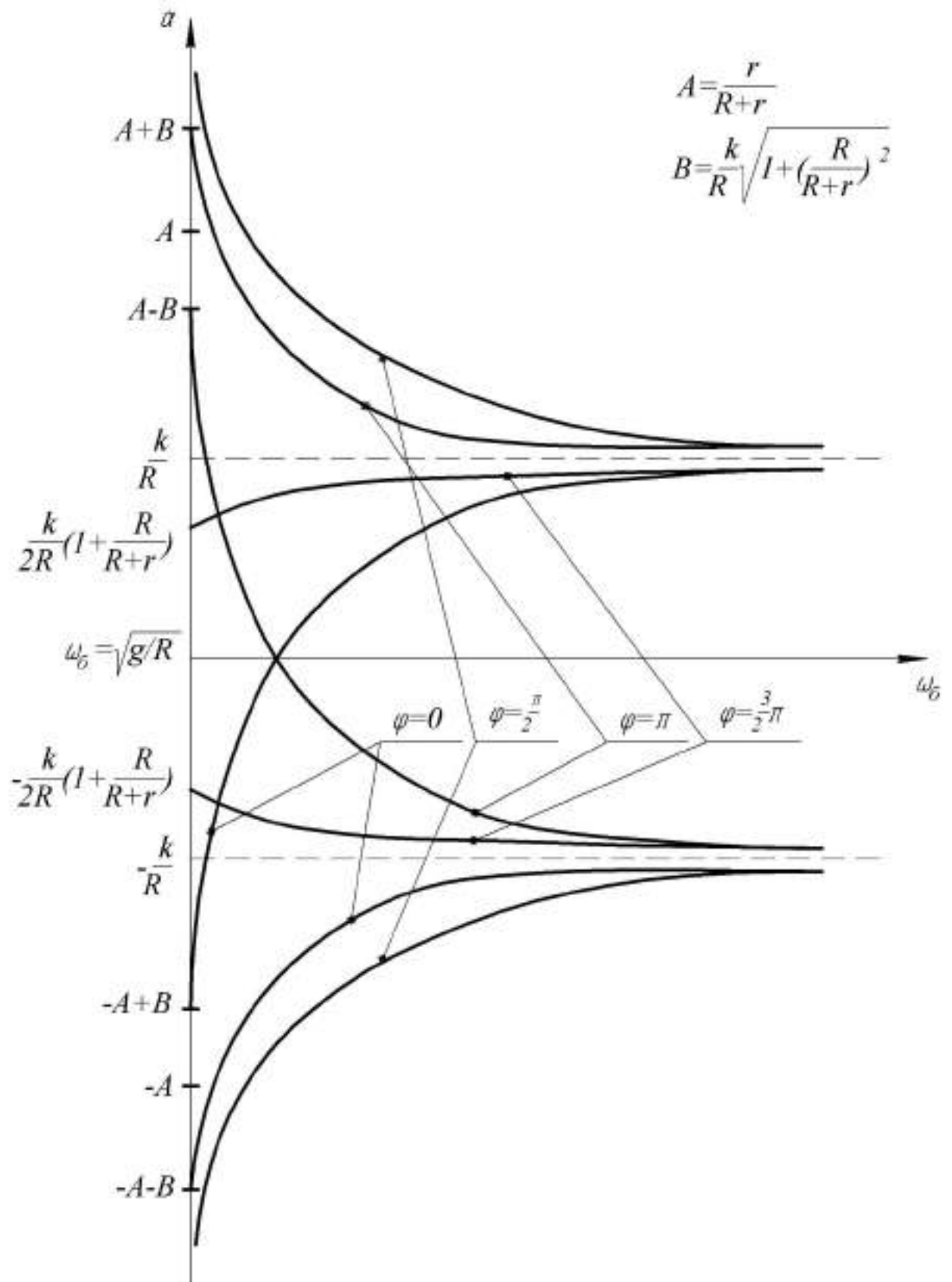


Рисунок 5.3 – Изменение граничных функций $\alpha(\omega_\delta)$ устойчивого расположения шарнирного рабочего элемента при различных значениях φ

создает у ротора локальный дисбаланс \overline{D}_α^o , направленный перпендикулярно O_1O_2 (рисунок 5.2) и определяемый по значению как

$$\overline{D}_\alpha^o = m_3 (\overline{O_1S} - \overline{O_1S}') = m_3 (R + r) \alpha. \quad (5.14)$$

Для каждого i -го шарнирного элемента из полного их множества N_3 , установленного инерционно-симметрично на роторе в m рядах по n_3 в каждом из рядов ($N_3 = mn_3$) – п. 4.2, значение и угол локального дисбаланса \overline{D}_{α_i} , обусловленного отклонением α_i этого элемента, являются случайными величинами. Этот дисбаланс меняется от пуска к пуску балансировочного станка с одним и тем же ротором. Главный вектор дисбалансов от отклонений всех N_3 элементов ротора определяется как

$$\overline{D}_\alpha = \sum_{i=1}^{N_3} \overline{D}_{\alpha_i} = m_3 \sum_{i=1}^{N_3} (\overline{O_1S} - \overline{O_1S}_i'). \quad (5.15)$$

Значение и угол \overline{D}_α также будут случайными. Они будут меняться от пуска к пуску балансировочного станка с одним и тем же ротором. Особо это сказывается после корректировки исходных дисбалансов ротора, не зависящих от отклонения его шарнирных элементов, когда значения \overline{D}_α сравнимы со значениями $D_{\text{ст доп}}$ – главного вектора допустимых дисбалансов ротора, определенного по (4.3). Учитывая, что ротор необходимо балансировать с точностью до значения $D_{\text{ст доп}}$, а также то, что при такой норме точности балансировки основной объём (99,3 %) балансируемых роторов данного типоразмера будет отвечать условию (4.42), балансировка этих роторов будет производиться без каких-либо затруднений, если

$$D_\alpha \leq 0,1 D_{\text{ст доп}}. \quad (5.16)$$

Отыскивая далее теоретически предельное максимальное значение D_α , рассмотрим наиболее неблагоприятный случай, когда расположения и значения локальных дисбалансов \overline{D}_{α_i} , $i = 1 \dots N_3$ обеспечивают $D_\alpha = D_{\alpha \text{ max}}$.

Далее ограничимся рассмотрением случая прямолинейного размещения n_3 шарнирных рабочих элементов в одном ряду. Полагаем, что все эти элементы имеют отклонения $\alpha = \pm \alpha_{\text{min}}^*$ или $\alpha = 0$. Поэтому экстремальные теоретически возможные значения дисбалансов, обусловленных этими отклонениями, определяются как

$$D_{\alpha_j} = m_3 n_3 (R + r) \alpha_{\min}^* \text{ или } D_{\alpha_j} = 0. \quad (5.17)$$

Обосновывая значение $D_{\alpha_{\max}}$, рассмотрим сначала случай четного числа m прямолинейных рядов шарнирных элементов, расположенных инерционно-симметрично по окружности. При этом отклонения $\alpha = \pm \alpha_{\min}^*$ всех диаметрально расположенных элементов должны быть произведены в противоположных направлениях так, чтобы сумма каждой пары противоположных \overline{D}_{α_i} составляла:

$$D_{\alpha_j} = 2m_3 n_3 (R + r) \alpha_{\min}^*, \quad (5.18)$$

а значение $D_{\alpha_{\max}}$ определялось соотношениями:

$$D_{\alpha}^x = D_{\alpha_i} \sum_{i=0}^{\frac{m}{2}-1} \cos\left(\frac{2\pi}{m} \cdot i\right); \quad D_{\alpha}^y = D_{\alpha_i} \sum_{i=0}^{\frac{m}{2}-1} \sin\left(\frac{2\pi}{m} \cdot i\right); \quad D_{\alpha_{\max}} = \sqrt{(D_{\alpha}^x)^2 + (D_{\alpha}^y)^2}. \quad (5.19)$$

На рисунке 5.4, а описываемый случай рассмотрен для $m = 6$.

Произведя подстановку в последнее уравнение, получаем

$$D_{\alpha_{\max}} = 2m_3 n_3 (R + r) \cdot \eta \cdot \alpha_{\min}^*, \quad (5.20)$$

где $\eta = \sqrt{\left[\sum_{i=0}^{\frac{m}{2}-1} \cos\left(\frac{2\pi}{m} \cdot i\right) \right]^2 + \left[\sum_{i=0}^{\frac{m}{2}-1} \sin\left(\frac{2\pi}{m} \cdot i\right) \right]^2}.$

При нечетном $m > 1$ максимальное теоретически возможное значение $D_{\alpha} = D_{\alpha_{\max}}$ имеет место, когда один из рядов элементов расположен идеально ($\alpha = 0$), а ряды элементов, расположенные слева и справа от него, имеют противоположные отклонения $\alpha = \pm \alpha_{\min}^*$ в сторону идеально расположенного элемента. На рисунке 5.4, б эта модель представлена для случая $m = 5$. Определяя при этом значение главного вектора дисбалансов ротора от этих отклонений, нашли

$$D_{\alpha_{\max}} = m_3 n_3 (R + r) + 2m_3 n_3 (R + r) \sum_{i=0}^{\text{entier}\left(\frac{m}{2}\right)} \cos\left(\frac{2\pi}{m} i - \alpha_{\min}^*\right) =$$

$$m_3 n_3 (R + r) \left[1 + 2 \sum_{i=0}^{\text{entier}\left(\frac{m}{2}\right)} \cos\left(\frac{2\pi}{m} i - \alpha_{\min}^*\right) \right]. \quad (5.21)$$

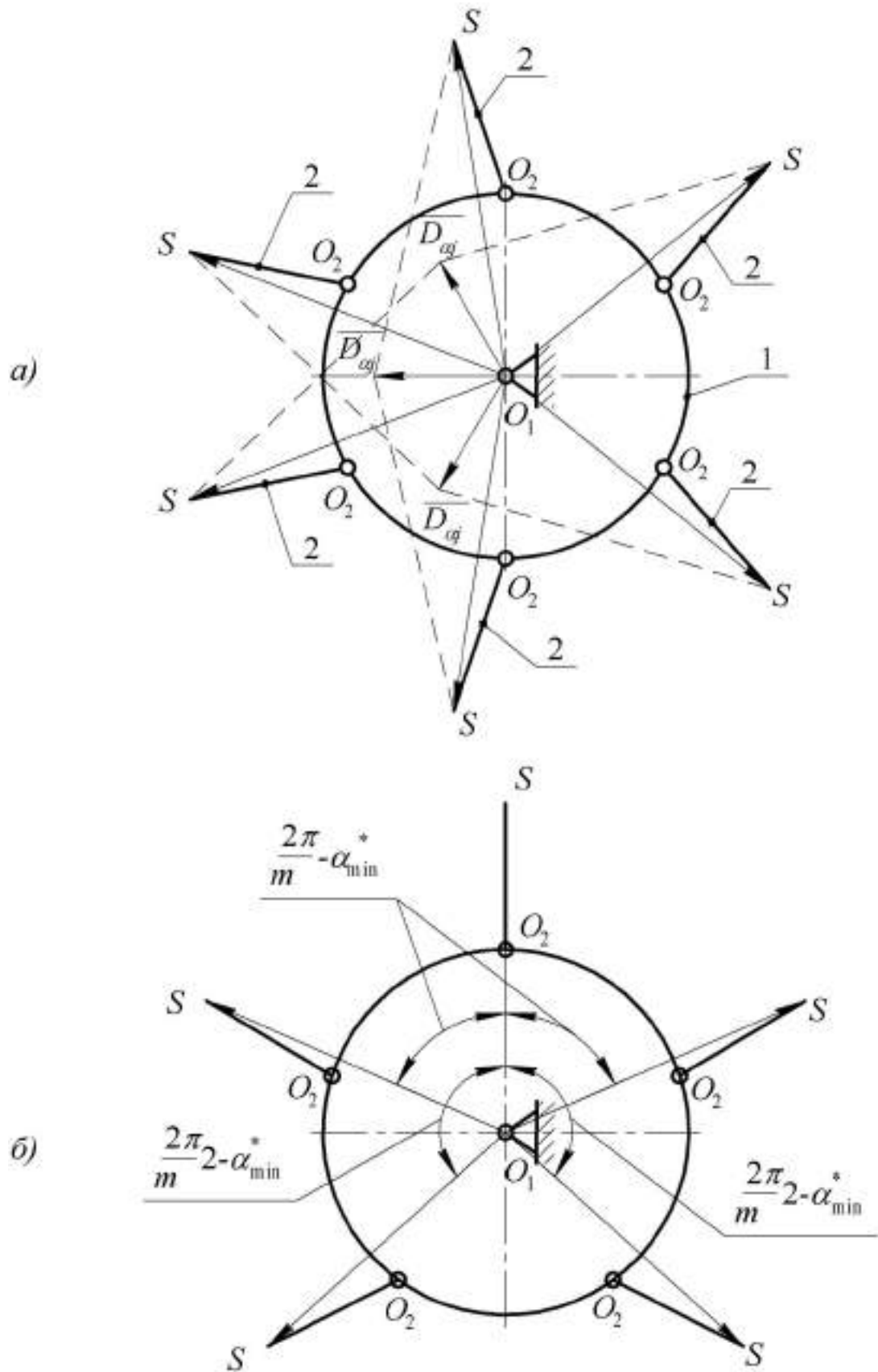


Рисунок 5.4 – К определению D_{\max} при четном (а) и нечетном (б) значении m

Учитывая при раскрытии косинуса разности углов малость α_{\min}^* , а также принимая во внимание, что при любом нечетном m $1 + 2 \sum_{i=0}^{\text{entier}\left(\frac{m}{2}\right)} \cos\left(\frac{2\pi}{m}i - \alpha_{\min}^*\right) = 0$, приведем (5.21) к виду (5.20), в котором для нечетного m

$$\eta = \sum_{i=0}^{\text{entier}\left(\frac{m}{2}\right)} \sin\left(\frac{2\pi}{m}i\right). \quad (5.22)$$

Таким образом, полагая в (5.16) $D_{\alpha} = D_{\alpha_{\max}}$, определенному по (5.20), нашли минимальное допустимое устойчивое отклонение шарнирного рабочего элемента при $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi$, при котором балансировка такого ротора с точностью до $D_{\text{ст доп}}$ не вызывает затруднений:

$$|\pm \alpha_{\min}^*| = \frac{0,1 D_{\text{ст доп}}}{m_3 n_3 (R+r) \eta}. \quad (5.23)$$

Подставляя в уравнение $a(P_{\kappa})$ нижней границы неравенства (5.7) значение $\alpha = -\alpha_{\min}^*$ или в уравнение верхней границы неравенства (5.5) значение $\alpha = \alpha_{\min}^*$, получаем уравнение:

$$\alpha_{\min}^* \cdot R + \frac{m_3 g}{P_{\kappa}} \cdot r = k \sqrt{1 + \left(\frac{m_3 g}{P_{\kappa}}\right)^2}, \quad (5.24)$$

решение которого, с учетом малости k в сравнении с r , представляется в виде:

$$\frac{m_3 g}{P_{\kappa}} = \frac{k - \alpha_{\min}^* R}{r}. \quad (5.25)$$

Раскрывая в последнем уравнении P_{κ} по (5.9), нашли верхнюю границу угловой скорости ω_{δ} балансировки ротора с шарнирными рабочими элементами:

$$\omega_{\delta} = \omega_{\delta B} = \sqrt{\frac{g}{k - \alpha_{\min}^* R} \cdot \frac{r}{R+r}}, \quad (5.26)$$

где α_{\min}^* определяется по (5.22), а $k = 0,5 f d_w$, где f – коэффициент трения материалов, контактирующих в шарнире, оцениваемый по [102]; d_w – номинальный диаметр контактирующих поверхностей в шарнире.

Если $k \leq \alpha_{\min}^* R$, то верхней границы значения ω_{δ} не существует.

Таким образом, достаточным условием эффективной балансировки ротора с шарнирными рабочими элементами является принятие значения угловой скорости ω_s балансировки

$$\omega_s \geq \omega_{sB} = \sqrt{\frac{g}{0,5 f d_m - v_{r\max}^2 R} \cdot \frac{r}{R+r}}. \quad (5.27)$$

Все расчеты по обоснованию значения ω_s формализуются с помощью алгоритма, представленного блок-схемой на рисунке 5.5. Данными для проведения расчетов по этому алгоритму являются (блок 2):

- m – число рядов рабочих элементов;
- n – число рабочих элементов в одном ряду;
- m_1 – масса одного рабочего элемента, кг;
- R – радиус окружностей расположения центров O_1 шарниров, образованных рабочим элементом 2 и базовой оборочной единицей 1 (см. рисунок 5.2, м);
- r – расстояние от центра S массы рабочего элемента до центра O_2 шарнира (см. рисунок 5.2, м);
- d_c – номинальный диаметр контактирующих в шарнире поверхностей, м;
- f – коэффициент трения контактирующих в шарнире O_2 материалов [102];
- $P_{\text{доп}}$ – допустимое значение главного вектора дисбалансов балансируемого ротора (определяется по (4.3)), кг·м;
- $g = 9,8 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$ – ускорение силы тяжести.

Смысл и содержание других блоков на рисунке 5.5 состоят в следующем:

- блок 3, 4 – подготовка/выполнение определения «четности-нечетности» значения m ;
- блок 5 – обнуление флажка накопления;
- блок 6 – условный переход, определяющий четность или нечетность значения m . Если условие этого блока выполняется (m – четное), то в блоках 7–10, 15 производится расчет значения η для четного m . Если условие блока 6 не выполняется, то в блоках 11–14 осуществляется расчет η для нечетного m ;
- блок 16 – расчет α_{min}^2 по (5.22), рад²;
- блок 17 – расчет значения k , м;
- блок 18 – расчет значения ω_{sB} – нижней границы допустимого значения скорости ω_s балансировки ротора, с⁻¹.

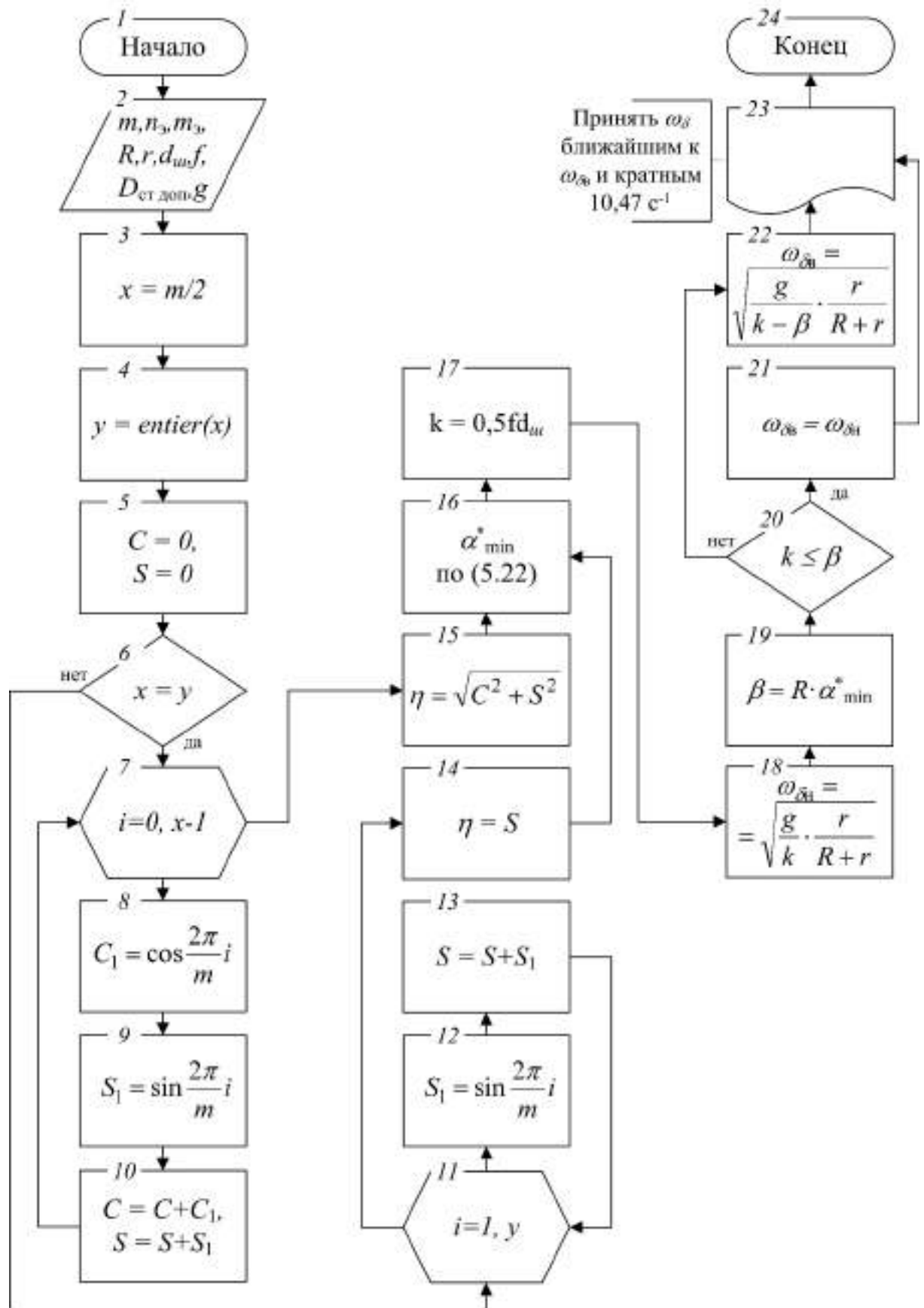


Рисунок 5.5 – Блок-схема алгоритма обоснования скорости $\omega_{\text{б}}$ балансировки ротора с шарнирными рабочими элементами

- блок 19 – расчет значения β , сравниваемого с k в блоке 20;
- блоки 21, 22 – расчет $\omega_{\delta B}$ – верхней границы допустимого значения скорости ω_{δ} балансировки ротора, с^{-1} ;
- блок 23 – печать результатов.

Поскольку ω_{δ} , определенное по необходимому условию (5.10), меньше ω_{δ_n} , найденному по (5.12), то необходимое условие выбора значения ω_{δ} для ротора с шарнирными рабочими элементами заведомо выполняется с определением ω_{δ} с помощью (5.25) – достаточного условия.

5.2.4. Предельные значения корректирующих масс в плоскостях коррекции ротора

Определенность практически предельного значения m_{kjnp} корректирующей массы в каждой из $j = 1 \dots n_k$ плоскостей коррекции балансируемого ротора машин массового и серийного производства позволяет технологу предусмотреть и избежать предупредительными мерами возможность появления брака по несбалансированности, когда в j -й плоскости коррекции необходимо добавить или удалить корректирующую массу m_{kj} m_{kj} , большую, чем предусмотрено конструкцией ротора. Последнее и обеспечивается с помощью обоснованного значения m_{kjnp} .

Как отмечено в п. 4.3, случайное значение D_{nj} начального дисбаланса ротора в его j -й плоскости коррекции распределено по закону Максвелла (4.19), а практически предельное его значение D_{njnp} находится по (4.20). Практически предельное значение D_{kjnp} корректирующего дисбаланса в j -й плоскости коррекции:

$$D_{kjnp} = D_{njnp}. \quad (5.28)$$

Значение D_{kjnp} по (5.28) определяет m_{kjnp} как

$$m_{kjnp} = D_{kjnp} / R_{kj}, \quad (5.29)$$

где R_{kj} – радиус корректировки в j -й плоскости коррекции.

Таким образом, нахождение m_{kjnp} требует выявления D_{njnp} , которое в общем случае определяется случайными по своим значениям и углам компонентами: начальными дисбалансами жёсткого ротора, возникающими вследствие анизотропии

масс и погрешностей исполнения его деталей, погрешностей их сборки, и дисбалансами ротора, возникающими вследствие гибкости его оси. В общем случае для ротора, балансируемого по n -й собственной форме и имеющего поэтому $n_k = n + 2$ плоскостей коррекции, в каждой j -й плоскости будет несколько слагаемых D_{nj} по каждой из отмеченных компонентов. Как эти слагаемые, так и каждый из компонентов являются случайными величинами, распределенными (как и суммарное D_{nj}) по закону Максвелла. Также по закону Максвелла распределены значения всех приводящих к возникновению дисбаланса погрешностей исполнения деталей ротора (радиальные и торцовые биения относительно оси ротора), погрешностей их сборки (зазоры и перекосы в сопряжениях деталей), стрелы исходных искривлений оси ротора по каждой из собственных форм изгиба. Значения всех этих погрешностей регламентированы допусками на чертежах ротора, его сборочных единиц и деталей. Эти допуски и позволяют найти максимальное возможное значение $\delta_{\text{сп}}$ каждой s -й погрешности и параметр $\sigma_o(\delta_s)$ закона Максвелла рассеивания значений этой погрешности, определяемый с помощью (4.19) как

$$\sigma_o(\delta_s) = \delta_{\text{сп}}/3,5. \quad (5.30)$$

По свойствам закона Максвелла [16] дисперсия рассеивания значений s -й погрешности

$$\sigma^2(\delta_s) = 0,429\sigma_o^2(\delta_s). \quad (5.31)$$

В общем случае погрешность δ_s приведет к возникновению в s -й плоскости приведения ротора, в которой проявляется δ_s , вектора \bar{D}_s и момента \bar{M}_s локального дисбаланса, которые в j -й плоскости коррекции создают начальный дисбаланс $\bar{D}_{\text{н}sj}$, имеющий случайное значение $D_{\text{н}sj}$, определяемое как

$$D_{\text{н}sj} = U_{sj}\delta_s, \quad (5.32)$$

где U_{sj} – передаточное отношение от любой погрешности δ_s исполнения деталей, сборочных единиц ротора, погрешностей их сопряжений, исходных искривлений оси ротора к значению дисбалансов в j -й плоскости коррекции этого ротора.

Значения U_{sj} определяются по методике и формализованному для использования ЭВМ алгоритму анализа инерционных размерных цепей ротационных агрегатов, полученных в работе [12], выполненной на кафедре «Теория механизмов и машин» ДГТУ.

Дисперсия значения начального дисбаланса $D_{\text{н}sj}$ [16]:

$$\sigma^2(D_{нсj}) = U_{sj}^2 \sigma^2(\delta_s), \quad (5.33)$$

что после подстановки (5.31), (5.30) даёт

$$\sigma^2(D_{нсj}) = \frac{0,429}{12,25} U_{sj}^2 \delta_{сп}^2. \quad (5.34)$$

Дисперсию значения $D_{нсj}$ начального дисбаланса в j -й плоскости коррекции от всех источников неуравновешенности ротора, в соответствии с законами о числовых характеристиках распределений случайных величин [16], находим как

$$\sigma^2(D_{нj}) = \sum_{s=1}^{n_s} \sigma^2(D_{нсj}) = \frac{0,429}{12,25} \sum_{s=1}^{n_s} U_{sj}^2 \delta_{сп}^2. \quad (5.35)$$

где n_s – число погрешностей исполнения ротора, его сборочных единиц и деталей, создающих локальные дисбалансы в j -й плоскости коррекции.

Используя отмеченные выше свойства закона Максвелла, которому подчиняется рассеивание случайных значений $D_{нj}$, нашли параметр $\sigma_o(D_{нj})$ этого закона:

$$\sigma_o(D_{нj}) = \sqrt{\frac{\sigma^2(D_{нj})}{0,429}} = \frac{1}{3,5} \sqrt{\sum_{s=1}^{n_s} U_{sj}^2 \delta_{сп}^2} \quad (5.36)$$

и практически предельное значение этого дисбаланса:

$$D_{нjпр} = 3,5 \sigma_o(D_{нj}) = \sqrt{\sum_{s=1}^{n_s} U_{sj}^2 \delta_{сп}^2}, j = 1, 2. \quad (5.37)$$

Подстановкой последнего выражения в (5.26) и полученного результата в (5.27) находится искомое практически предельное значение $m_{kjпр}$ корректирующей массы в j -й плоскости приведения ротора.

Заметим, что в [12] представлен формализованный для использования ЭВМ алгоритм расчета $D_{нjпр}$ для жёсткого ротора, при балансировке которого используются две плоскости коррекции $j = 1, 2$, которые располагают вблизи опор ротора. В общем случае, когда балансируемый ротор является нежёстким, требуется доработка этого алгоритма, что и представлено ниже.

Так как число n_k плоскостей коррекции и число n_s погрешностей, определяющих значения начальных дисбалансов $D_{нjпр}$ в каждой из $j = 1 \dots n_k$ плоскостей коррекции, зависит от класса ротора по критерию «гибкость» и номера n собственной формы изгиба

оси, по которому осуществляется балансировка гибкого ротора, то произведем решение поставленной задачи для каждого из этих классов и форм изгиба оси.

Если балансируемый ротор относится к классу жёстких (п. 4.4.1), то практически предельные значения начальных дисбалансов находятся в двух плоскостях коррекции $j = 1, 2$ у опор ротора по отмеченному выше алгоритму, разработанному в [12].

Для других классов роторов (нежёсткие роторы), наряду с дисбалансами их как жёстких роторов, корректировке подлежат дисбалансы в плоскостях коррекции, возникающие от упругого прогиба изначально искривленной оси ротора. Учёт этих дисбалансов будем производить исходя из следующих допущений:

- практически предельное значение стрелы $y_{n \max}$ исходного искривления оси ротора по первой собственной форме определяется допусками на изготовление вала ротора (см. п. 4.4);

- практически предельное значение стрелы $y_{n \max}$ исходного искривления оси ротора по n -й собственной форме определяется как $y_{n \max} = y_{1 \max} / n$;

- плоскости коррекции $j = 1, 2$ ротора у его опор совпадают с опорами; плоскости коррекции гибкого ротора, балансируемого по n -й собственной форме изгиба, расположены в точках теоретического экстремума исходно изогнутой по этой форме оси ротора.

Если ротор относится к классу квазижёстких, балансируемых по базовой технологии в двух плоскостях коррекции (п. 5.2.1), как и жёсткий ротор, то, наряду с его начальными дисбалансами как жёсткого ротора, в этих плоскостях коррекции должны быть предусмотрены корректирующие массы для устранения дополнительного главного вектора дисбалансов от упругого прогиба оси ротора по первой собственной форме, практически предельное значение $D_{n1}^{(\omega_s)}$ которого находится по уравнению (4.35).

В соответствии с принятыми выше допущениями в каждой из плоскостей коррекции $j = 1, 2$ квазижёсткого ротора появятся начальные дисбалансы от случайного значения стрелы y_1 исходного искривления оси ротора по первой собственной форме. Практически предельные значения этих дисбалансов для каждого из $D_{n1}^{(\omega_s)}$ равны $0,5D_{n1}^{(\omega_s)}$, определенного по (4.35). Полагая, что уравнение (5.37) учитывает в n_s лишь погрешности геометрии исполнения ротора как жёсткого, для квазижёсткого ротора

практически предельное значение начального дисбаланса в каждой из $j = 1, 2$ плоскостей коррекции определяется как

$$D_{н/пр} = \sqrt{\left(0,5D_{н1}^{(\omega_\delta)}\right)^2 + \sum_{s=1}^{n_s} U_{sj}^2 \delta_{спр}^2}, j = 1, 2. \quad (5.38)$$

Это уравнение используется вне зависимости от представленных в п. 4.4.2 видов условия возможности рассмотрения балансируемого ротора как квазижесткого и соответствующих каждому виду этого условия технологических нормативов балансировки.

Рассмотрим далее ротор, балансируемый по $n = 1$ -й собственной форме и отнесенный к классу квазигибких, или ротор, балансируемый по $n > 1$ -й собственной форме, который должен обязательно проходить балансировку по первой собственной форме как квазигибкий. Балансировка такого ротора (п. 4.4.3) требует использования трёх плоскостей коррекции: две – у опор ($j = 1, 2$) и третья ($j = 3$) – в центре пролёта между опорами. Предварительной низкочастотной балансировкой такого ротора на наименьшей скорости $\omega_\delta \ll \omega_{кр1}$ по базовой технологии (п. 5.2.1) в плоскостях коррекции $j = 1, 2$ устраняются начальные дисбалансы $D_{н/пр}$, определенные по (5.38) как для квазижесткого ротора. Последующие операции технологического процесса балансировки квазигибкого ротора (п. 4.4.3) направлены на определение и корректировку случайного дисбаланса $\bar{D}_{н1}$, корректируемого в плоскости коррекции $j=3$ и в плоскостях коррекции $j = 1, 2$. Практически предельное значение $\bar{D}_{н1}$ определяется по (2.26), в котором y_{1max} – практически предельное значение стрелы исходного искривления оси ротора по первой собственной форме изгиба. Таким образом, для квазигибкого ротора, балансируемого по первой собственной форме изгиба оси, практически предельные значения начальных дисбалансов в плоскостях коррекции определяются как

$$\begin{cases} D_{н/пр} = \sqrt{\left(0,5D_{н1}\right)^2 + \left(0,5D_{н1}^{(\omega_\delta)}\right)^2 + \sum_{s=1}^{n_s} U_{sj}^2 \delta_{спр}^2}, j = 1, 2; \\ D_{н/пр} = (5/8)my_{1max}, j = 3. \end{cases} \quad (5.39)$$

Если балансируемый по первой собственной форме изгиба ротор относится к гибким (п. 4.4.4) и требуется его балансировка (отстройка критической частоты $\omega_{кр1}$

недопустима по каким-либо соображениям), то после балансировки этого ротора как квазигибкого он требует дополнительной балансировки на скорости $\omega = \omega_3$ (вариант 3 балансировки гибкого ротора по п. 4.4.4). Полагаем, что в наиболее неблагоприятном случае после балансировки этого ротора как квазигибкого значение главного вектора его остаточных дисбалансов $D_{\text{ост}} = D_{\text{ст доп}}$ и этот остаточный дисбаланс является следствием проявления некоторого остаточного (неуравновешенного) неупругого изгиба оси ротора по первой собственной форме. Предельное значение стрелы $y_{1\text{max}}^*$ этого изгиба определяется с помощью (2.26), в котором $D_{\text{и1}} = D_{\text{ст доп}}$, а $\bar{y}_{1\text{max}} = y_{1\text{max}}^*$, где

$$y_{1\text{max}}^* = \frac{8}{5} \cdot \frac{D_{\text{ст доп}}}{m}. \quad (5.40)$$

При балансировке этого ротора на скорости $\omega = \omega_3$ отмеченное искривление оси приводит к дополнительному дисбалансу $D_{\text{и1}}^{(\omega_3)}$, значение которого определяется по (2.31), которое с учетом (2.30), (2.28) и (5.40) приводится к виду:

$$D_{\text{и1}}^{(\omega_3)} = \frac{D_{\text{ст доп}}}{1 - 0,01 \frac{\omega_3^2 m l^3}{EJ}}. \quad (5.41)$$

Этим определяется практически предельное значение $D_{\text{н}j} = D_{\text{и1}}^{(\omega_3)}$ (при $j = 3$) дополнительного начального дисбаланса в центральной плоскости коррекции $j = 3$ ротора, балансируемого как гибкий по первой собственной форме изгиба оси. Одновременно это требует корректировки дисбаланса в плоскостях коррекции $j = 1, 2$ для устранения начальных дисбалансов $D_{\text{н}j} = 0,5 D_{\text{и1}}^{(\omega_3)}$ (при $j = 1, 2$). Поэтому для рассматриваемого класса роторов практически предельные значения начальных дисбалансов в плоскостях коррекции находятся как

$$\begin{cases} D_{\text{н}j\text{пр}} = \sqrt{\left(0,5 D_{\text{и1}}^{(\omega_3)}\right)^2 + \left(0,5 D_{\text{и1}}\right)^2 + \left(0,5 D_{\text{и1}}^{(\omega_3)}\right)^2 + \sum_{s=1}^{n_s} U_{sj}^2 \delta_{\text{спр}}^2}, j = 1, 2; \\ D_{\text{н}j\text{пр}} = \sqrt{\left(\left(\frac{5}{8}\right) m y_{1\text{max}}\right)^2 + \left(D_{\text{и1}}^{(\omega_3)}\right)^2}, j = 3, \end{cases} \quad (5.42)$$

где $D_{\text{и1}}^{(\omega_3)}$ определено по (5.41).

Рассмотрим далее гибкий ротор, балансируемый по $n > 1$ -й собственной форме. Этот ротор должен последовательно балансироваться как гибкий по $1, 2, \dots, n$ -й собственным формам. Балансировка по каждой из этих форм требует использования,

как уже отмечалось, $n_k = 2 + \sum_{i=1}^n i$ плоскостей коррекции, две из которых совпадают с плоскостями опор ($j = 1, 2$), а остальные ($j > 2$) совпадают с точками экстремума изгиба оси ротора по $i = 1 \dots n$ собственным формам, имеющим координаты (рисунок 2.1, а) $l/2i \leq x_j \leq l - l/2i$, где

$$x_j = \frac{l}{2i} + (j-3)\frac{l}{i}, \quad 2 < j \leq i+2. \quad (5.43)$$

Если балансировка по первой собственной форме ($n = 1$) требует корректировки начальных дисбалансов, практически предельные значения которых определяются по (5.42) для $j = 1 \dots 3$, то при $i = 2 \dots n$ к этим начальным дисбалансам добавляются в каждой $2 < j \leq i+2$ плоскости коррекции дополнительные начальные дисбалансы, определенные по (2.48) при $\omega = \omega_{\text{нпр}}$, которое после подстановки значения $a_i = a_n$ по (2.21) приведено к виду:

$$D_{\text{нпр}i} = D_{ii}^{(\omega_{\text{нпр}})} = \frac{5}{8} \cdot \frac{m}{i} \cdot \frac{y_{i\text{max}}}{1 - 0,01 \frac{\omega_{\text{нпр}}^2 m l^3}{EJi^4}}, \quad 2 < j \leq i+2. \quad (5.44)$$

В этом уравнении $\omega_{\text{нпр}}$ определено выражением (уравнением) (4.97), $y_{i\text{max}} = y_{1\text{max}} / i$. Подстановкой этих выражений в (5.44) с учетом (2.22) получили:

$$D_{\text{нпр}i} = \frac{25}{8} \cdot \frac{m y_{i\text{max}}}{2i-1}, \quad i = 2 \dots n, \quad 2 < j \leq i+2 \quad (5.45)$$

с определением координат x_j плоскостей коррекции по (5.43).

Наконец, для каждой $i = 2 \dots n > 1$ в каждой из плоскостей коррекции $j = 1, 2$ дополнительно потребуется корректировать дисбалансы:

$$D_{\text{нпр}i} = 0,5 D_{ii}^{(\omega_{\text{нпр}})} = \frac{25}{16} \cdot \frac{m y_{i\text{max}}}{2i-1}, \quad i = 2 \dots n, \quad j = 1, 2 \quad (5.46)$$

Таким образом, для гибкого ротора, балансируемого по n -й собственной форме изгиба оси, практически предельное значение начального дисбаланса в n_k плоскостях коррекции определяется как

$$\begin{cases} D_{\text{нпр}j} = \sqrt{\left(0,5 D_{i1}^{(\omega_{\text{нпр}})}\right)^2 + \left(0,5 D_{i1}\right)^2 + \left(0,5 D_{i1}^{(\omega_{\text{нпр}})}\right)^2 + \sum_{i=1}^{n_k} U_{ij}^2 \delta_{\text{нпр}}^2 + \sum_{i=2}^n D_{\text{нпр}i}^2}, & j = 1, 2; \\ D_{\text{нпр}j} = \frac{25}{8} \cdot \frac{m y_{i\text{max}}}{2i-1}, & i = 2 \dots n, \quad j = 3 \dots (i+2), \end{cases} \quad (5.47)$$

где $\omega_{1пр}$ определено по (4.97) при $n = 1$; $D_{и1}^{(\omega_{1пр})}$ – по (2.48) при $n = 1$, $\omega = \omega_{1пр}$ и a_1 , определенном по (2.28); $D_{и1}$ определено по (2.26); $D_{и1}^{(\omega_s)}$ – по (4.35); $D_{нjпрi}$ – по (5.46).

Следует заметить, что отдельные из плоскостей коррекции $j = 3 \dots (i + 2)$ для $i = 2 \dots n$ будут иметь одинаковые координаты x_j . В этом случае значения $D_{нjпрi}$ в такой плоскости коррекции, найденные при различных i и имеющие различные номера j (но одинаковые x_j по (5.43)) находятся геометрической суммой $D_{нjпрi}$.

Последнее учтено при разработке блок-схемы алгоритма расчета на ЭВМ предельных значений корректирующих масс в плоскостях коррекции ротора, представленной на рис. 5.6. Из пояснений блоков этой схемы отметим следующее:

– в блоке 2 осуществляется ввод исходных данных для расчётов, куда относится:

- класс G ротора по критерию «гибкость» ($G = 1$ – ротор жёсткий; $G = 2$ – ротор квазижёсткий; $G = 3$ – ротор квазигибкий; $G = 4$ – ротор гибкий, балансируемый по первой собственной форме изгиба оси; $G = 5$ – ротор гибкий, балансируемый по $n > 1$ -й собственной форме изгиба оси). Обоснование класса G ротора производится конструктором по методике, изложенной в п. 4.4, с помощью алгоритма на рисунке 4.7;

- масса m ротора, кг;

- практически предельное значение стрелы y_{1max} исходного искривления оси ротора по первой собственной форме, мм. Может оцениваться с помощью (4.38);

- номер n собственной формы изгиба оси ротора, по которой осуществляется его балансировка. Практически $n \leq 5$;

– в блоке 3 обнуляется накопитель A^2 характеристик дисбалансов ротора в его центральной плоскости приведения;

– блок 4 – предопределённая операция расчета характеристик $D_{нjпр}^2$ дисбалансов в плоскостях коррекции $j = 1, 2$ у опор жёсткого ротора. Эти расчеты проводятся по алгоритму анализа инерционных размерных цепей, разработанному в [12, 34, 61, 64, 65];

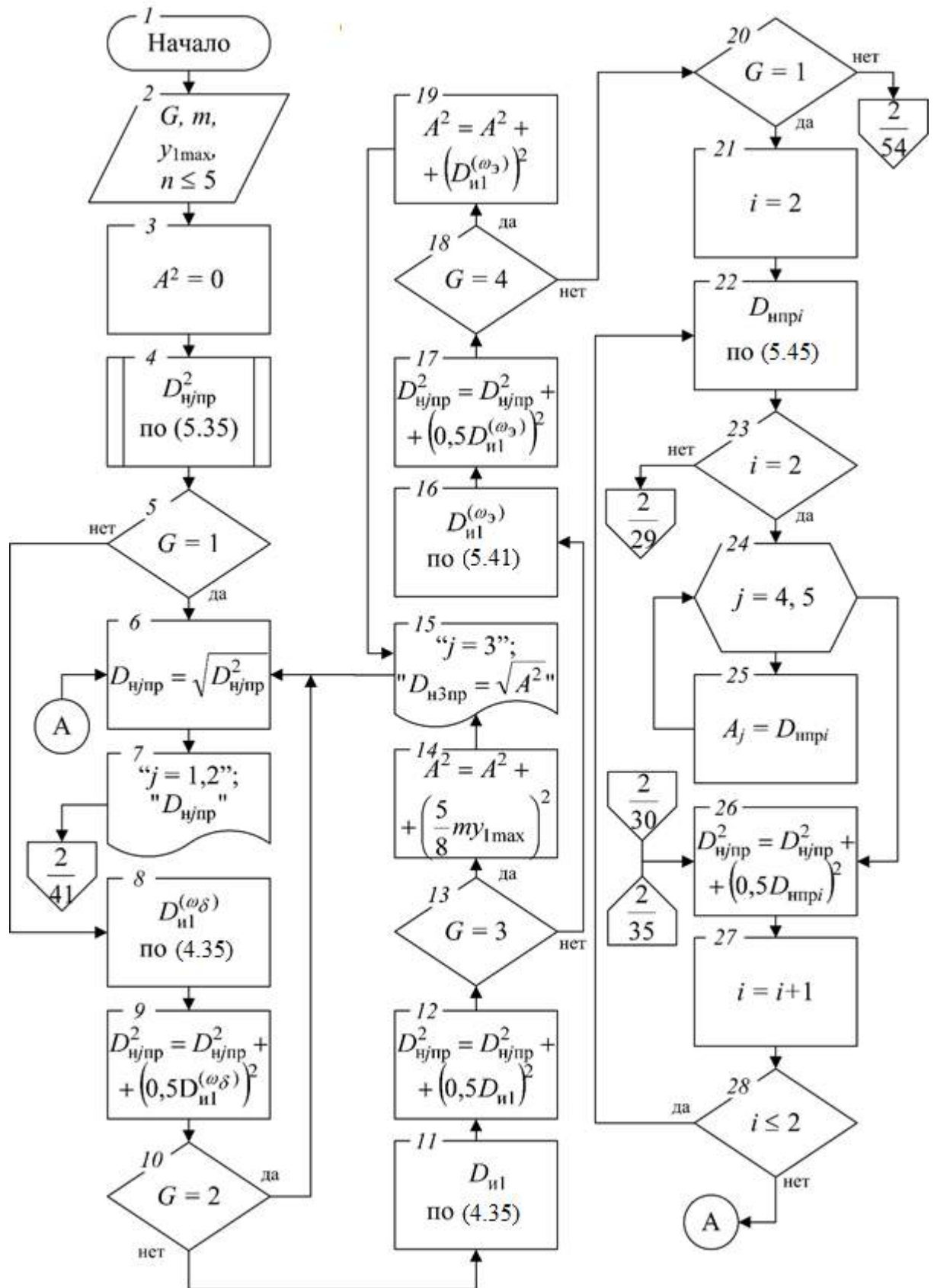


Рисунок 5.6 – Блок-схема алгоритма расчета предельных значений корректирующих масс в плоскостях коррекции ротора (начало)

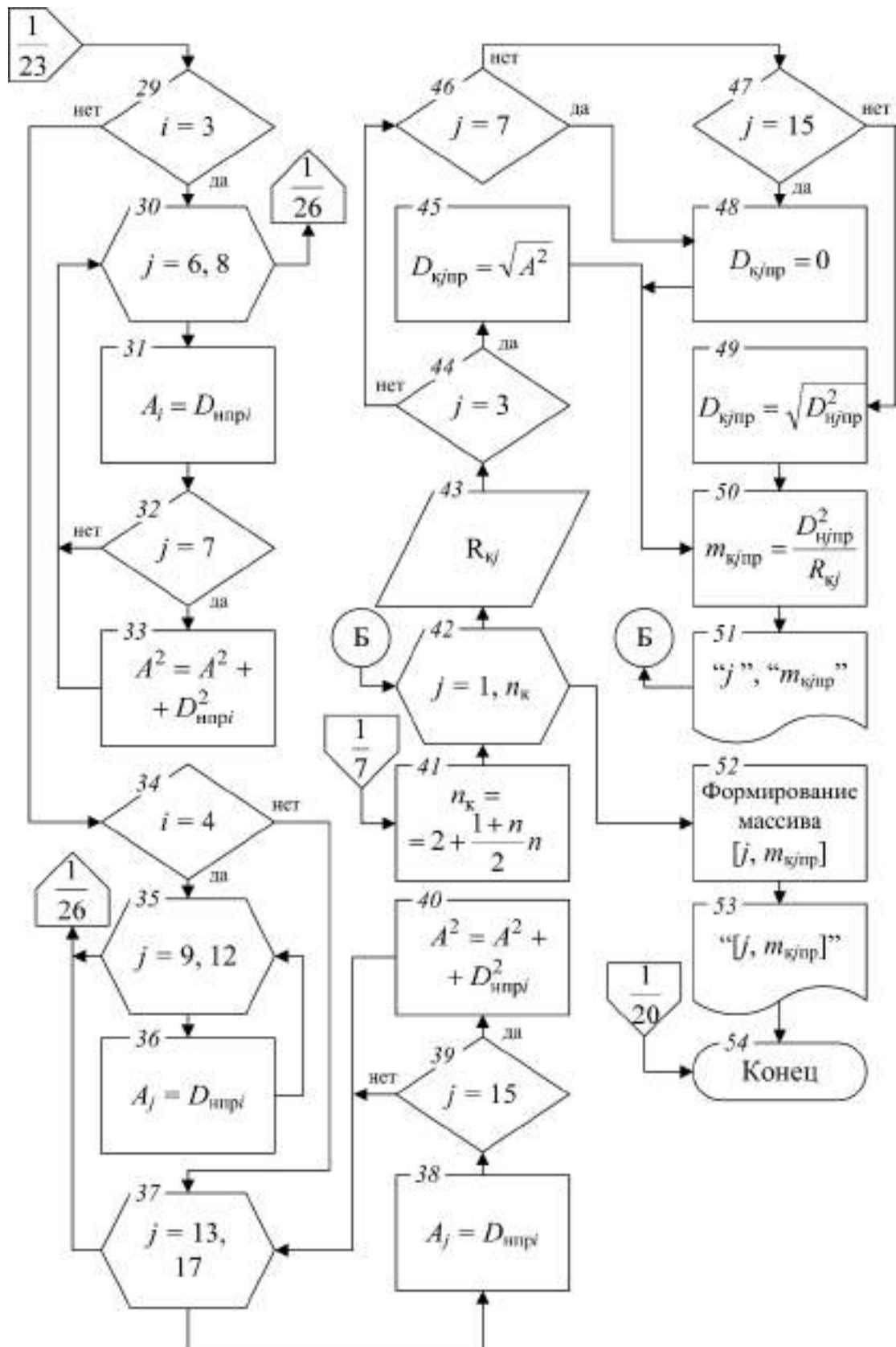


Рисунок 5.6 – Блок-схема алгоритма расчета предельных значений корректирующих масс в плоскостях коррекции ротора (окончание)

- блок 5 – условный переход. С выполнением условия блока балансируемый ротор рассматривается как жёсткий, и для него в блоках 7, 8 рассчитываются и выдаются на печать практически предельные значения $D_{н/пр}$ начальных дисбалансов в плоскостях коррекции $j = 1, 2$ у опор ротора. После этого расчет переходит к блоку 41. Если условие блока 5 не выполняется, расчет переходит к блокам 8, 9, где производится расчет характеристик начальных дисбалансов квазижёсткого ротора в плоскостях коррекции $j = 1, 2$ у опор;
- блок 10 – условный переход; с выполнением его условия расчет возвращается к блоку 6. Если условие блока 10 не выполняется, расчет переходит к блокам 11, 12, определяющим характеристики дисбалансов квазигибкого ротора;
- блок 13 – условный переход; с выполнением его условия в блоках 14, 15 определяются характеристики дисбаланса в $j = 3$ -й центральной плоскости коррекции, после чего расчет переходит к блоку 6. Если условие блока 13 не выполняется, расчет переходит к блокам 16, 17, где рассчитываются характеристики дисбалансов рассматриваемого ротора как гибкого, балансируемого по первой собственной форме изгиба оси;
- блок 18 – условный переход; с выполнением его условия в блоке 19 находится характеристика A^2 дополнительного дисбаланса в центральной плоскости приведения ротора, и расчет переходит к блоку 15. Если условие блока 18 не выполняется, ротор требует балансировки как гибкого, балансируемого по $n > 1$ -й собственной форме;
- в условном переходе 20 дополнительно проверяется необходимость балансировки ротора по $n > 1$ -й собственной форме. Если условие этого блока не выполняется, то расчеты завершаются переходом к блоку 54. С выполнением условия блока 20 производятся расчеты характеристик практически предельных значений начальных дисбалансов для ротора, балансируемого по $i = 2$ -й собственной форме. Эти расчёты выполняются в блоках 21–26 с обоснованием для такого ротора характеристик практически предельных значений начальных дисбалансов в плоскостях коррекции 1, 2, 4, 5 (рисунок 5.7);
- в блоке 24 даётся приращение i , и если $i \leq n$ (проверка в блоке 28), то расчёт возвращается к блоку 22 и далее через условный переход 23 – к блоку 29. Если условие этого блока выполняется, то в блоках 30–35 производится расчёт характеристик практически предельных значений дисбалансов в плоскостях коррекции $j = 6 \dots 8$

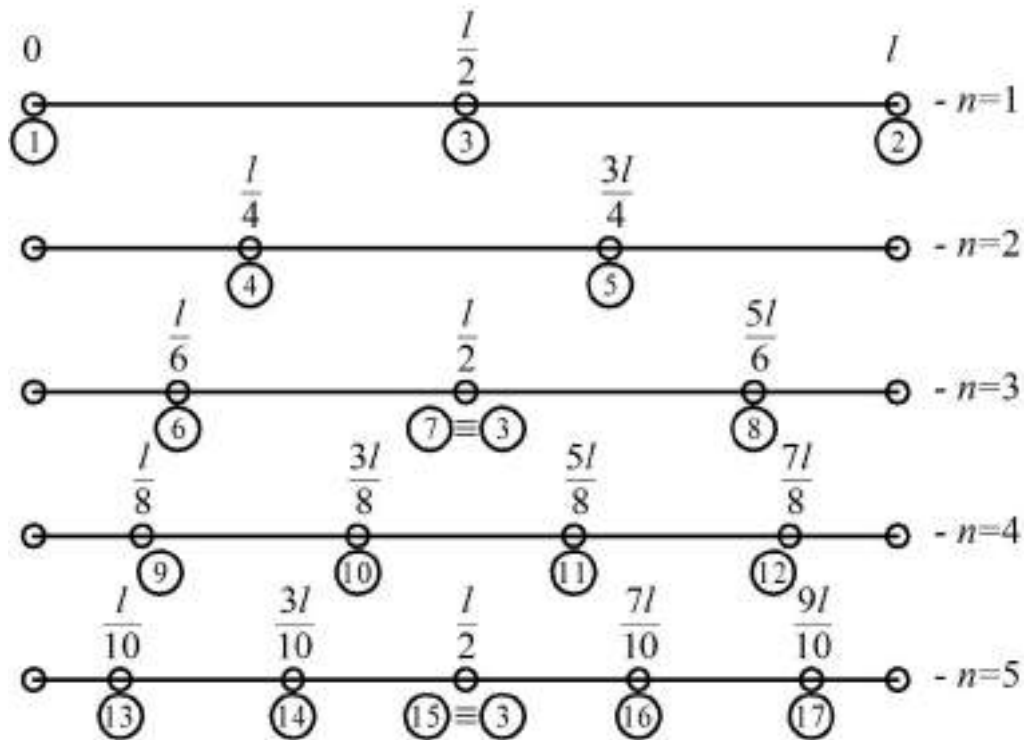


Рисунок 5.7 – Координаты (в долях l) и нумерация (в кружках) плоскостей коррекции гибких роторов, последовательно балансируемых по $n = 1 \dots 5$ собственным формам изгиба оси

(рисунок. 5.7) ротора, балансируемого по $i = 3$ -й собственной форме. Поскольку плоскости коррекции 7 и 3 совпадают с центральной плоскостью коррекции, то в блоках 32, 33 производится расчёт характеристики A^2 дисбаланса в центральной плоскости коррекции. С завершением этих расчётов в цикле 30 расчёт переходит к блоку 26 с последующим приращением значения i в блоке 27 и дальнейшим переходом к блоку 34, выполнение условия которого позволяет определить в блоках 35, 36 практически предельные значения дисбалансов в плоскостях коррекции (рисунок 5.7) ротора, балансируемого по i -й собственной форме;

– если условие блока 34 не выполняется, в цикле 37 производится расчёт практически предельных значений дисбалансов в плоскостях коррекции 13–17 (рисунок 5.7). Поскольку плоскости коррекции $j = 15$ и $j = 3$ совпадают, то в блоках 39, 40 определяются характеристики практически предельного значения начального дисбаланса в центральной плоскости коррекции.

С завершением расчётов в цикле 37 расчёт возвращается к блоку 26, откуда через блоки 27, 28 (условие последнего не выполняется) расчёт переходит к блокам 6, 7,

оттуда – к блоку 41, где находится n_k – число плоскостей коррекции балансируемого ротора;

– блок 42 организует цикл расчётов практически предельных значений корректирующих масс m_{kjnp} во всех $j = 1 \dots n_k$ плоскостях коррекции ротора. Эти расчёты производятся в блоках 43–51. Начинаются эти расчеты введением в блоке 43 значения радиуса R_{kj} корректировки в каждой j -й плоскости коррекции. При этом в блоке 45 находится практически предельное значение дисбаланса в центральной плоскости $j = 3$ коррекции ротора, а в плоскостях коррекции $j = 7$ и $j = 15$, совпадающих с $j = 3$, эти дисбалансы полагаются равными нулю в блоке 48;

– в блоках 52, 53 формируется и выдаётся на печать результирующий массив практически предельных значений корректирующих масс во всех плоскостях приведения балансируемого ротора.

5.2.5. Дискретизация номинальных значений масс корректирующих элементов

Решение этой задачи предусмотрено блок-схемой обобщенного алгоритма технологической подготовки работ по балансировке (блок 13 на рисунке 1.3). Ставится эта задача, если проектировщиком предусмотрена корректировка дисбалансов ротора добавлением корректирующих масс. При этом необходимое для уравнивания ротора значение m_{kj} корректирующей массы в j -й плоскости коррекции обычно подбирается из масс $m_{k1} \dots m_{kn}$ специально изготовленного набора из n корректирующих элементов:

$$m_{kj} = k_1 m_{k1} + k_2 m_{k2} + \dots + k_n m_{kn}, \quad (5.48)$$

где k_1, \dots, k_n – число корректирующих элементов, имеющих массу $m_{k1} \dots m_{kn}$ соответственно.

Значения n и $m_{k1} \dots m_{kn}$ должны отвечать следующему требованию: при минимальном n значения $m_{k1} \dots m_{kn}$ должны обеспечить подбор по (5.48) любого значения m_{kj} , отвечающего условию:

$$m_{kj \min} \leq m_{kj} \leq m_{kjnp}, \quad (5.49)$$

при минимальном значении числа $k = k_1 + k_2 + \dots + k_n$ корректирующих элементов.

В выражении (5.49) $m_{kj \min}$ – минимальное допустимое значение m_{kj} , определяемое как

$$m_{kj \min} = \frac{D_{\text{доп}j}}{R_{kj}}, \quad (5.50)$$

а $m_{kj \text{нп}}$ определено по (5.29) с использованием расчётов по алгоритму на рисунке 5.6.

Любое значение m_{kj} может быть заключено в интервале

$$pm_{kj \min} \leq m_{kj} \leq (p+2)m_{kj \min}, \quad (5.51)$$

где p – целое число.

Вычитая из всех частей (5.51) значение $(p+1)m_{kj \min}$ и учитывая, что остаточное значение неуравновешенной массы в j -й плоскости коррекции

$$m_{\text{ост}j} \leq m_{kj} - (p+1)m_{kj \min} \quad (5.52)$$

может быть как положительным ($m_{\text{ост}j}$ расположена в точке коррекции), так и отрицательным ($m_{\text{ост}j}$ расположена диаметрально противоположно точке коррекции), выражение (5.51) приводим к виду: $-m_{kj \min} \leq m_{\text{ост}j} \leq m_{kj \min}$ или

$$|m_{\text{ост}j}| \leq m_{kj \min}. \quad (5.53)$$

Последнее является условием адекватности корректировки дисбаланса в j -й плоскости коррекции.

Рассматривая далее случай (5.48), когда корректирующие элементы устанавливаются только в точках коррекции j -й плоскости коррекции, а также выставляя требование использования для корректировки дисбаланса в каждой точке коррекции не более трёх корректирующих элементов, анализом установили необходимость использования следующего ряда начальных значений масс корректирующих элементов:

$$m_{ki} = t_i m_{kj \min}; i 1 \dots n, \quad (5.54)$$

где $t_i = 2, 4, 6, 10, 20, \dots, 100, \dots$.

Наибольшее значение массы $m_{ki \max}$ корректирующего элемента должно обеспечить корректировку практически предельного значения $D_{\text{нп}j}$ дисбаланса в j -й плоскости коррекции, обоснованного в п. 5.2.4, с помощью трёх корректирующих элементов (включая элемент с массой $m_{ki \max}$). Поэтому значение $m_{ki \max}$ находим как

$$m_{kn} = m_{ki \max} = \begin{cases} 10 \text{entier} \left(\frac{a}{10} \right) m_{ki \min}, & a \geq 10; \\ am_{ki \min}, & a < 10, \end{cases} \quad (5.55)$$

где $a = \text{entier}(m_{kj \text{пр}} / m_{kj \text{мин}})$, в реальных условиях не превышающее 100.

Рассмотренный случай диктует наиболее жёсткие требования к корректировке дисбалансов. Он связан с необходимостью использования при балансировке наибольшего числа n дискретных масс m_{ki} корректирующих элементов. В реальных условиях балансировки требования к корректировке дисбалансов роторов могут быть ослаблены. Рассмотрим далее случай, когда в (5.48) m_{kj} определяется не арифметическим, а алгебраическим суммированием:

$$m_{kj} = \pm k_1 m_{k1} \pm k_2 m_{k2} \pm \dots \pm k_n m_{kn}. \quad (5.56)$$

Этим допускается установка корректирующих элементов не только в точке коррекции j -й плоскости коррекции, но и в диаметрально противоположной её точке.

Ставя, как и ранее, условие размещения в каждой из диаметрально противоположных точек коррекции не более трёх корректирующих элементов, анализом установили ряд номинальных значений m_{ki} по (5.54) при $t_i = 2, 6, 10, 30, 50, 100, \dots$.

Таким образом, если корректировка начального дисбаланса в $D_{nj} = 100D_{\text{доп}j}$ по условиям первого рассмотренного случая требует $n = 13$ различных масс корректирующих элементов, то во втором случае это требует лишь $n = 6$ корректирующих элементов различных масс. Ещё большее сокращение n возможно при увеличении числа k корректирующих элементов, допускаемых к установке в каждой из точек коррекции. Однако это не всегда допускается по конструктивным соображениям.

Если балансируемый ротор имеет несколько плоскостей коррекции $j = 1 \dots n_k$, в каждой из которых $D_{\text{доп}j}$, $D_{kj \text{пр}}$, R_{kj} отличаются друг от друга, то обоснование n и $m_{k1} \dots m_{kn}$ осуществляется по наименьшему $m_{kj \text{мин}}$, определенному по (5.50), и наибольшему $m_{kj \text{пр}}$, определенному по (5.27).

На рисунке 5.8 представлена блок-схема формализованного для использования ЭВМ алгоритма обоснования номинальных значений дискретных масс корректирующих элементов.

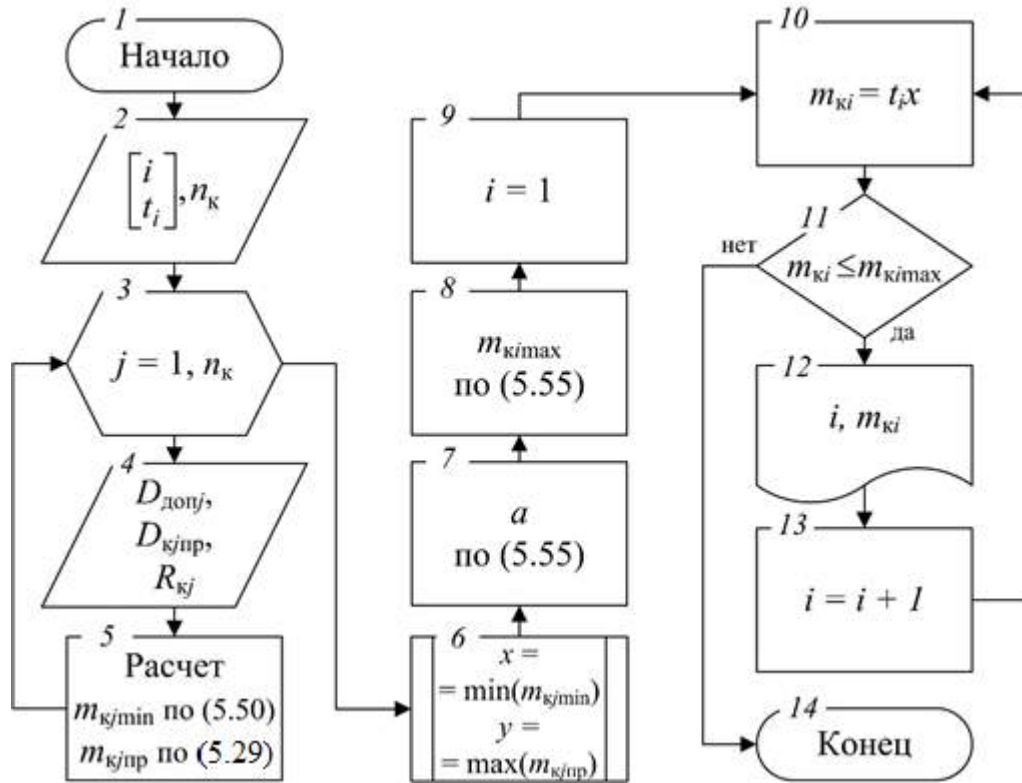


Рисунок 5.8 – Блок-схема алгоритма обоснования масс корректирующих элементов

Из пояснений к ней заметим следующее:

- блок 2 – вводится исходный массив (5.58): $\begin{bmatrix} i \\ t_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 \\ 2 & 6 & 10 & 30 & 50 & 100 \end{bmatrix}$, а также n_k – число плоскостей коррекции балансируемого ротора;
- блок 3 – цикл расчетов, проводимых для каждой из плоскостей коррекции;
- блок 4 – ввод исходных по каждой из плоскостей коррекции: значение $D_{\text{доп}j}$ допустимого дисбаланса в j -й плоскости коррекции; $D_{\text{кjp}}$ – практически предельное значение корректирующего дисбаланса в j -й плоскости коррекции; R_{kj} – радиус коррекции в j -й плоскости коррекции;
- блок 5 – расчет минимального и максимального возможных значений корректирующих масс в j -й плоскости коррекции;
- блок 6 – предопределённая процедура выбора наименьшего из значений $m_{kj\text{min}}$ – $x = \min(m_{kj\text{min}})$ и наибольшего $y = \max(m_{kj\text{np}})$ из значений $m_{kj\text{np}}$, рассчитанных для каждой из плоскостей коррекции;
- блоки 7,8 – расчёт максимального значения $m_{ki\text{max}}$ массы корректирующего элемента;

– блоки 9–13 – расчёт и выдача на печать номеров i и масс m_{ki} корректирующих элементов.

5.2.6. Формализация корректировки дисбалансов

Решение этой задачи также предусмотрено блок-схемой обобщенного алгоритма технологической подготовки работ по балансировке (блок 15 на рисунке 1.3). Необходимость постановки этой задачи диктуется тем, что при корректировке дисбаланса в плоскости коррекции практически всегда конструктивно не представляется возможным точно установить (или удалить сверлением, фрезерованием или иным способом) большую корректирующую массу, подобранную, например, из обоснованных в п. 5.2.5 корректирующих элементов. Это требует разнесения такой массы по нескольким точкам окружности радиуса R_{kj} в окрестности $\varphi_{kj} - \pi/2 < \alpha < \varphi_{kj} + \pi/2$ точки коррекции, определяемой углом φ_{kj} корректирующего дисбаланса \bar{D}_{kj} в j -й плоскости коррекции, найденным замером на балансировочном станке.

Основное требование к такому разнесению корректирующей массы: полная совокупность разнесенных точечных корректирующих масс должна обеспечить требуемое значение D_{kj} и угол φ_{kj} корректирующего дисбаланса \bar{D}_{kj} . Реализация этого требования может быть осуществлена многими способами: установкой корректирующих элементов в предусмотренные конструкцией ротора специальные отверстия, равноудалённые друг от друга на окружности радиуса R_{kj} ; сверлением осевых отверстий с центрами по окружности радиуса R_{kj} ; фрезерованием специально предусмотренных балансировочных приливов конкретной массы; сверлением радиальных отверстий и др. Не ставя целью рассмотреть здесь все возможные способы, а лишь раскрывая принцип решения этой задачи, рассмотрим только первый из представленных способов.

Требование отсутствия брака по несбалансированности ротора заставляет принимать наибольшую массу $m_{kj \max}$ корректирующего элемента (с учётом массы крепежа), устанавливаемого в отверстие, такой, чтобы установка этих элементов во всех возможных точках (отверстиях) коррекции обеспечивала корректировку $D_{н/пр}$. Значение последнего обосновано расчётами по алгоритму на рисунке 5.6.

Число n_j отверстий, предусмотренных для установки корректирующих элементов в любой плоскости коррекции, принимается чётным. Это необходимо для обеспечения возможности установки корректирующих элементов не только в точке коррекции φ_{kj} , но и в диаметрально противоположной ей точке.

В наиболее неблагоприятном случае отверстия для установки корректирующих элементов массы $m_{kj \max}$ позволяют скорректировать наименьшее значение дисбаланса, когда все отверстия, в которые устанавливаются эти элементы, расположены по одну сторону от диаметра, соединяющего два противоположных отверстия. Проведенным анализом установили, что общий корректирующий дисбаланс при этом определится как

$$D_{kj} = R_{kj} \cdot m_{kj \max} \left(\sum_{i=1}^{0,5n_j-1} \sin \frac{2\pi i}{n_j} \right)^{-1}. \quad (5.57)$$

Брак по несбалансированности будет отсутствовать, если $D_{kj} > D_{\text{нгр}}$, что после подстановки (5.57) позволяет найти

$$m_{kj \max} \geq \frac{D_{\text{нгр}}}{R_{kj}} \left(\sum_{i=1}^{0,5n_j-1} \sin \frac{2\pi i}{n_j} \right)^{-1}. \quad (5.58)$$

Заметим, что рассматриваемый вид корректировки дисбаланса требует большей суммарной массы корректирующих грузов, устанавливаемых в плоскости коррекции, в сравнении с их установкой в одной точке коррекции. Однако в этом случае не требуется изготовления и использования комплекта балансировочных элементов различной массы. Достаточно при этом иметь лишь один корректирующий элемент с массой

$$m_{k1} = \frac{m_{kj \max} - m_o}{r_{j \max}}; \quad m_o = \frac{2D_{\text{доп}j}}{R_{kj}}, \quad (5.59)$$

где m_o – масса крепежа, используемого при установке корректирующих элементов; $r_{j \max}$ – максимальное число корректирующих элементов массы m_{k1} , которое можно установить в одном отверстии.

В общем случае замеренное на балансировочном станке значение φ_{kj} – угла точечной установки корректирующей массы m_{kj} – может не совпадать с центром отверстия для установки корректирующей массы $m_{kj \max}$. Поэтому в дальнейших расчетах введем угол γ_j между нулевой отметкой шкалы углов поворота ротора и осью ближайшего отверстия, отсчитываемой против часовой стрелки.

На рисунке 5.9 представлена блок-схема алгоритма расчетов по корректировке дисбалансов в плоскостях коррекции ротора, осуществляемой размещением корректирующих масс $m_{kj\max}$ по точкам коррекции в окрестности угла φ_{kj} . Из пояснений к этой блок-схеме отметим следующее:

- блок 2 – ввод числа плоскостей коррекции ротора;
- блок 3 организует цикл расчетов по всем $j = 1 \dots n_k$ плоскостям коррекции;
- блок 4 – ввод исходных: n_j – число равноотстоящих по углу точек установки корректирующих грузов в j -й плоскости коррекции; $r_{j\max}$ – максимальное число корректирующих элементов, которое можно установить в одной точке коррекции; R_{kj} – радиус коррекции; $D_{н\text{нр}}$ – практически предельное значение начального дисбаланса в j -й плоскости коррекции (определено выше в п. 5.2.4); m_o – масса крепежа корректирующих грузов; $D_{\text{доп}j}$ – значение допустимого дисбаланса в j -й плоскости коррекции;
- блок 5 – ввод исходных: D_{kj} , φ_{kj} – значение и угол корректирующего дисбаланса \bar{D}_{kj} , зафиксированные на балансировочном станке в j -й плоскости коррекции; γ_j – отмеченный выше угол;
- блоки 6–15 – расчет значения и угла дисбаланса D_α , который необходимо скорректировать в точке коррекции $t = 1$, наиболее близкой по углу к углу φ_{kj} ;
- блоки 16–19 – приведение угла α к главному его значению $0 \leq \alpha \leq 2\pi$;
- блок 20 – условный переход, сравнивающий D_α с максимальным возможным значением корректирующего дисбаланса $D_{kj\max}$, ликвидируемого установкой корректирующей массы в одну точку корректировки. Если условие блока 20 выполняется, то в блоках 21–27 осуществляется подбор значений корректирующего дисбаланса D_α^k и угла α его установки, обеспечивающих корректировку дисбаланса в j -й плоскости коррекции, что и устанавливается переходом расчетов к блоку 43. Если

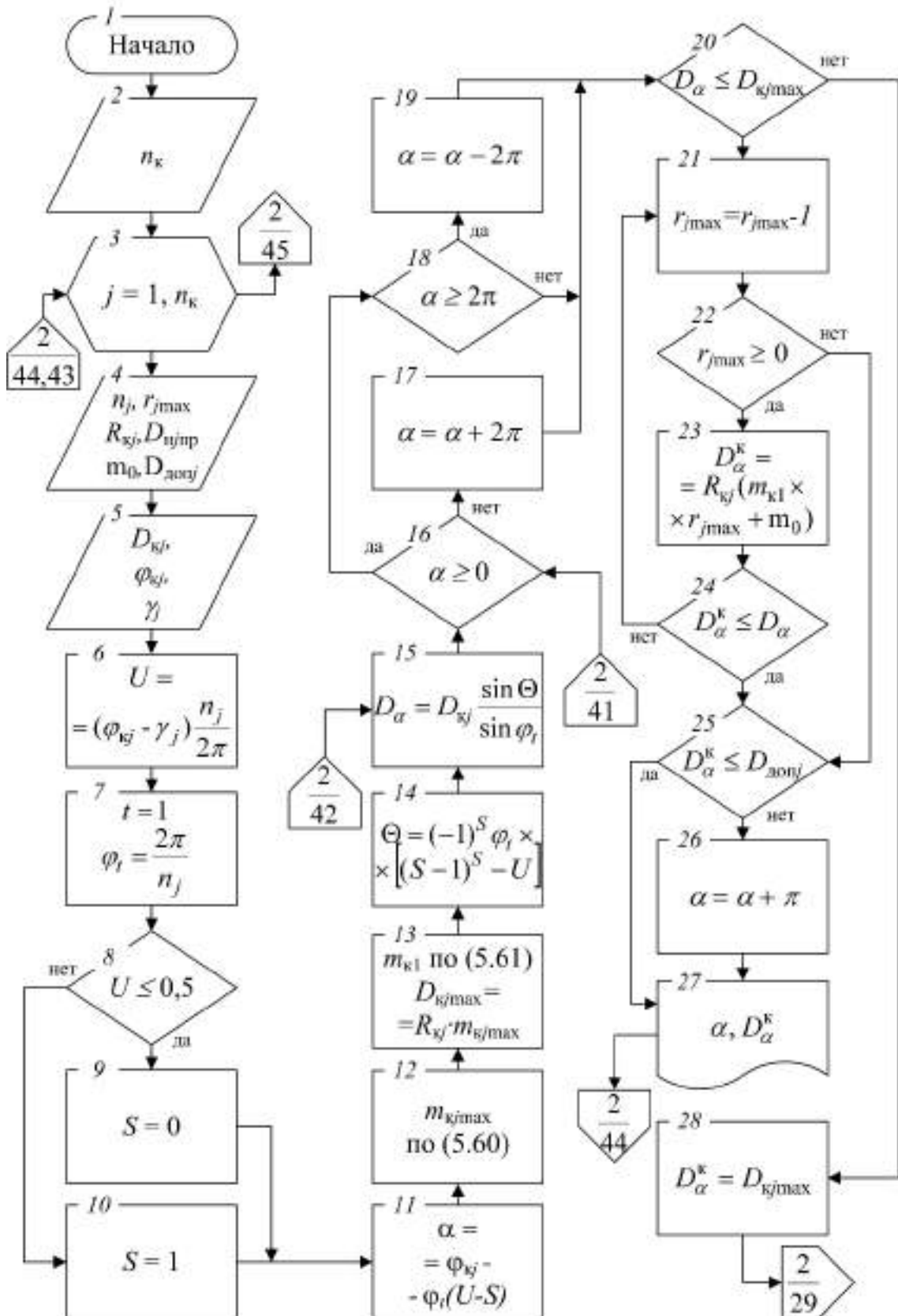


Рисунок 5.9 Блок-схема алгоритма расчета корректирующих дисбалансов размещением их по равноотстоящим точкам коррекции (начало)

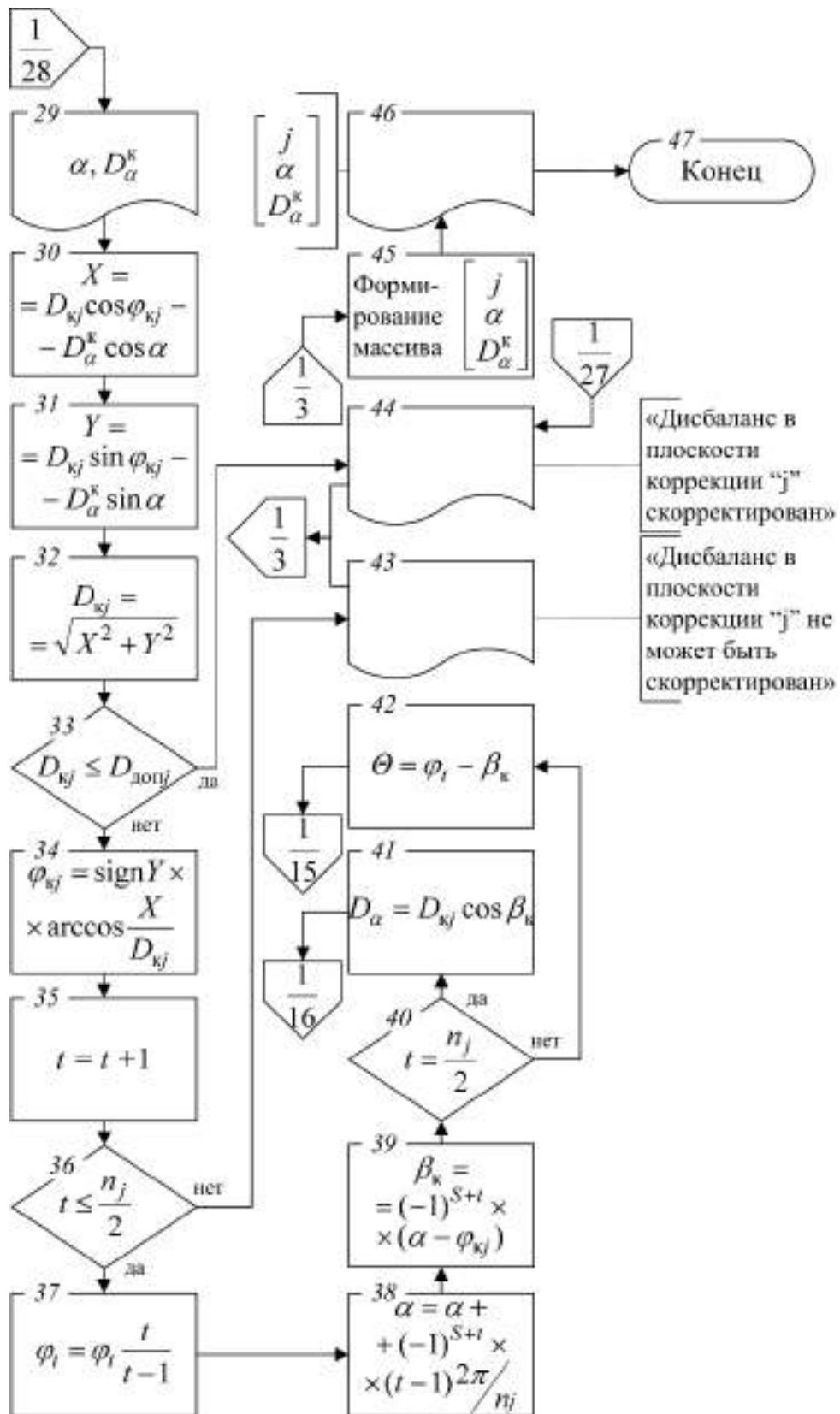


Рисунок 5.9 Блок-схема алгоритма расчета корректирующих дисбалансов размещением их по равноотстоящим точкам коррекции (окончание)

условие блока 20 не выполняется, то при $t = 1$ значение корректирующего дисбаланса в точке коррекции на угле α принимается равным максимальному возможному $D_\alpha^k = D_{kj \max}$ (блок 28) и выдается на печать в блоке 29;

– блоки 30–32 осуществляют расчеты значения остаточного дисбаланса в j -й плоскости коррекции ротора после установки корректирующего дисбаланса D_α^k в $t = 1$ -й точке корректировки на угле α . Результат расчета полагается равным новому значению D_{kj} исходного корректирующего дисбаланса в j -й плоскости коррекции;

– блок 33 – условный переход. Если условие этого блока выполняется, исходный дисбаланс в j -й плоскости коррекции скорректирован с достаточной точностью и расчет переходит к блоку 44, фиксирующему этот результат. Если условие блока 33 не выполняется, производится расчет нового угла φ_{kj} в блоке 34;

– блоком 35 начинаются расчёты значения корректирующего дисбаланса в следующей $t = (t+1)$ -й точке коррекции плоскости коррекции j . Если при этом условие блока 36 не выполняется, дисбаланс в j -й плоскости коррекции не может быть скорректирован, что и отражается переходом к блоку 43. Заметим, что практически такой поворот алгоритма исключен;

– в блоках 37–42 для $t = (t+1)$ -й точки коррекции рассчитывают значения α и D_α с возвращением расчетов к блоку 15 или 16. Эти расчёты повторяются до тех пор, пока при некотором $t \leq 0,5n_j$ не окажется выполненным условие блока 25 или блока 33, что приводит расчёты к блоку 44. От последнего расчёты переходят к блоку 3, по завершении цикла которого расчет переходит к блоку 45, в котором для каждой j -й плоскости коррекции ротора формируется матрица значений и углов корректирующих дисбалансов во всех точках их размещения. Матрицы выдаются на печать в блоке 46.

Заметим, что в описанном алгоритме заложен общий принцип последовательного введения корректирующей массы $m_{kj \max}$ в определенной (с помощью обоснованного угла α) точке коррекции, вычитания локального дисбаланса $\bar{D}_\alpha^k = m_{kj \max} R_{kj}$, вносимого этой массой, из определенного на балансировочном станке вектора \bar{D}_{kj} с последующим принятием полученной разности в качестве нового вектора \bar{D}_{kj} . Этот принцип может быть положен в основу реализации любых других способов корректировки дисбалансов, в том числе и при автоматизации этого процесса.

5.3. Основы создания балансировочных станков нового поколения

Принцип действия и основные элементы конструкции современных балансировочных станков не претерпевали изменений на протяжении уже более полувека. Это вполне достаточный срок для выявления их общих объективных недостатков, к которым можно причислить следующие:

- ограниченная универсальность как специальных и специализированных станков, так и станков общего назначения [103]. Статическая и динамическая балансировка изделий требует использования различных станков. Для каждого станка общего назначения крайне мал диапазон масс и размеров балансируемых изделий. Если и предусмотрено варьирование скорости ω_δ балансировки (как правило, $\omega_\delta = const$), то в достаточно узком диапазоне. Всё это заставило в прошлом создавать преимущественно специальные и специализированные типы станков для их использования в массовом и крупносерийном производствах. В настоящее время, когда отечественное машиностроение выпускает, в основном, малые серии машин зачастую самых различных назначений и конструкций, требуется широкое использование универсальных балансировочных станков, которые можно адаптировать как для статической, так и динамической балансировки изделий с очень широким разнообразием масс и габаритов;

- низкое значение коэффициента дисбаланса [20], приводящее к необходимости использования при балансировке большого числа пусков станка и корректировок дисбаланса изделия, что резко снижает производительность;

- малый диапазон показаний балансировочного станка [20], определяемый наименьшим и наибольшим по значениям дисбалансов, измеряемых станком. Это ведет к тому, что на таком станке может иметь место значительный брак по несбалансированности для изделий с большими значениями $D_{нj}$ начальных дисбалансов и низкими значениями $D_{допj}$ допустимых дисбалансов в любой из $j = 1 \dots n_k$ плоскостей коррекции этого изделия. При этом для современных станков, как правило, $D_{нj}/D_{допj} \leq 40$, что является недостаточным для большинства конструкций ротационных агрегатов машин;

– низкая чувствительность балансировочных станков по значению и углу дисбаланса [20], что также ведет к росту числа пусков и корректировок при балансировке изделий даже при малых значениях $D_{нj}$;

– малая эффективность функционирования систем разделения плоскостей коррекции современного балансировочного оборудования, приводящих к существенному взаимному их влиянию [20]. Это также приводит к росту трудоёмкости балансировки за счёт увеличения числа пусков и корректировок при балансировке;

– недостаточно высокая надёжность измерительных систем как следствие использования аналоговых электрических и электронных средств как для фильтрации колебательных процессов опор балансировочных станков, так и для исключения взаимного влияния плоскостей коррекции. Достаточно заметить, что через 5-6 лет вполне умеренной ненапряженной эксплуатации с невысоким коэффициентом загрузки современные балансировочные станки требуют ремонта, отладки, а часто и полной замены их измерительных систем;

– большая масса и габариты как механической, так и измерительной и управляющей систем современных балансировочных станков. Достаточно заметить, что современный балансировочный станок комплектуется одним или несколькими шкафами, соизмеримыми по размерам с самим станком и содержащими его управляющую и измерительную аналоговые системы;

– недопустимо осуществлять корректировку дисбалансов приваркой корректирующих масс без снятия балансируемого изделия со станка. Это диктуется требованиями эксплуатации аналоговой измерительной системы станка и ведёт к существенному увеличению трудоёмкости балансировки.

Все эти недостатки по своей сути порождены тремя причинами: несовершенством привода вращения балансируемого изделия на станке, использованием аналоговой фильтрации и обработки колебательных процессов опор балансировочного станка, несовершенством динамической модели ротора на балансировочном станке, используемой для идентификации дисбалансов в его плоскостях коррекции.

Современные балансировочные станки выпускаются двух типов: дорезонансные и резонансные. До последнего времени производились и использовались в различных отраслях машиностроения преимущественно станки резонансного типа. Связано это с тем, что в них с наибольшей возможной точностью можно осуществлять аналоговую

фильтрацию колебательных процессов опор ротора для выделения гармоники с частотой вращения балансируемого изделия. С использованием математической фильтрации колебаний опор ротора на балансировочном станке, предложенной в настоящей работе (см. п. 3.2), более точной и надёжной в сравнении с аналоговой, а также с появлением высокочувствительных пьезоэлектрических датчиков вибраций значительное преимущество получают балансировочные станки дорезонансного типа. Одно из их дополнительных преимуществ – естественное исключение резонансных режимов в их работе, а также возможность повышения точности замеров дисбалансов с увеличением скорости балансировки.

Изложенное выше предопределяет путь создания балансировочных станков нового поколения как станков дорезонансного типа, лишенных отмеченных недостатков. Полученные в предыдущих главах диссертации результаты исследования позволяют устранить причины возникновения этих недостатков.

5.3.1. Модернизация привода

Управление отмеченным осевым приводом с целью реализации всех его преимуществ осуществляется компьютером по специально разработанной программе. При этом для каждого типоразмера изделия, балансируемого на станке с таким приводом, экспериментально определяется скорость ω_δ его балансировки с учётом следующих требований:

- должна быть обеспечена стабильность показаний измерительной системы станка на принятой скорости ω_δ балансировки (измеренные на станке значения и углы корректирующих дисбалансов при повторных пусках станка с одним и тем же значением ω_δ и балансируемым изделием не должны иметь отклонения, превосходящие значения, согласованные с нормой точности балансировки изделия и обоснованные ниже);

- верхняя и нижняя границы диапазона показаний балансировочного станка на скорости ω_δ вращения изделия должны охватывать диапазон $[0,25 D_{допj}, D_{н/пр}]$ возможных значений дисбалансов балансируемого изделия в каждой j -й ($j = 1 \dots n_k$) плоскости коррекции. Границы последнего диапазона определяются допустимым значением $D_{допj}$ дисбаланса в плоскости коррекции, регламентированным чертежом, и

практически предельным значением $D_{н/пр}$ начального дисбаланса в той же плоскости коррекции, определенным по (5.48) с помощью алгоритма на рисунке. 5.6.

Часто последнее требование не может быть выполнено при некотором обоснованном по нижней границе $0,25 D_{допj}$ значении ω_δ (достигнутая на этой скорости точность станка отвечает требованиям к точности балансировки изделия). При этом верхняя граница диапазона показаний станка меньше значения $D_{н/пр}$ изделия, что ведет в производстве к большей доле брака изделий по несбалансированности. С другой стороны, принятие меньшего значения ω_δ , обеспечивающего удовлетворение верхней границы диапазона показаний станка, может не обеспечить на этой скорости требуемую точность балансировки изделия, что также недопустимо.

Использование частотно-регулируемого привода балансировочного станка позволяет не только устранить отмеченное противоречие, но и обеспечивает выполнение всех сформулированных требований к обоснованию ω_δ с использованием следующей методики:

1. Установить экземпляр балансируемого изделия на станке.
2. Настроить частотно-регулируемый привод вращения изделия на балансировочном станке на скорость ω_δ , ориентировочно определяемую соотношением:

$\omega_\delta = \sqrt{1000 P_{\min} \omega_{\max} / (e\omega) m}$, где P_{\min} – минимальное значение главного вектора неуравновешенных сил инерции изделия, сбалансированного с критерием точности $(e\omega) = (e\omega)_{\max}$ в $\text{мм}\cdot\text{с}^{-1}$, отвечающим стандартам [23, 53]. Это усилие проявляется на балансировочном станке при скорости ω_δ вращения сбалансированного изделия. Связывая P_{\min} (в Н) с массой m балансируемого изделия корреляционной зависимостью $P_{\min} = km$ и используя опыт балансировки различных изделий (барабанов, шкивов, карданных валов и пр.) общего машиностроения, осреднением нашли $k = 0,05$ Н/кг, что после подстановки позволило получить

$$\omega_\delta = 7,07 \sqrt{\omega_{\max} / (e\omega)}. \quad (5.60)$$

Предварительно назначаемая частота $n_\delta = 30\omega_\delta / \pi$ вращения изделия при балансировке округляется до значения, кратного 100 мин^{-1} .

3. Запустить и остановить станок. Зафиксировать значения D_{kij} и углы φ_{kij} корректирующих дисбалансов в плоскостях коррекции $j = 1 \dots n_k$ при каждом i -м ($i = 1 \dots n_{\text{пуск}} = 5 \dots 7$) пуске вращения изделия на станке с частотой n_δ .
4. Произвести осреднение замеров дисбалансов, определить значения и оценить их отклонения от среднего значения.

Среднее значение векторов дисбалансов, определенное по $n_{\text{пуск}}$ его замерам, в каждой j -й плоскости коррекции находим как

$$D_{kj} = \sqrt{X_j^2 + Y_j^2}, \quad (5.61)$$

где

$$X_j = \frac{1}{n_{\text{пуск}}} \sum_{i=1}^{n_{\text{пуск}}} D_{kij} \cos \varphi_{kij}; \quad Y_j = \frac{1}{n_{\text{пуск}}} \sum_{i=1}^{n_{\text{пуск}}} D_{kij} \sin \varphi_{kij}. \quad (5.62)$$

Среднее значение угла корректирующего дисбаланса в каждой j -й плоскости коррекции:

$$\varphi_{kj} = \text{sign}(Y_j) \arccos \frac{X_j}{D_{kj}}. \quad (5.63)$$

Отклонение корректирующего дисбаланса в j -й плоскости коррекции от его среднего значения в i -м замере: $\Delta \bar{D}_{kij} = \bar{D}_{kij} - \bar{D}_{kj}$; в алгебраической форме значения этого отклонения:

$$\Delta \bar{D}_{kij} = \sqrt{X_{ij}^2 + Y_{ij}^2}, \quad (5.64)$$

где $X_{ij} = D_{kij} \cos \varphi_{kij} - D_{kj} \cos \varphi_{kj}$; $Y_{ij} = D_{kij} \sin \varphi_{kij} - D_{kj} \sin \varphi_{kj}$.

5. Если для всех $j = 1 \dots n_k$ при всех $i = 1 \dots n_{\text{пуск}}$ имеет место:

$$\Delta D_{kij} \leq D_{\text{доп}j}, \quad (5.65)$$

то частота вращения изделия при балансировке принимается равной обоснованному выше значению n_δ . Иначе станок настраивается на частоту вращения, уменьшенную на 100 мин^{-1} , и пп. 3, 4 методики повторяются до выполнения условия (5.65).

6. Обосновать значение ω_{δ_n} , отвечающее условию обеспечения требуемого значения нижней границы диапазона показаний балансировочного станка. Для этого необходимо сбалансировать изделие с максимальной возможной для найденного значения n_δ точностью, используя методику, представленную в п. 5.4 настоящей работы. При максимальной возможной точности балансировки измеряемый на станке остаточный

дисбаланс $\bar{D}_{остj}$ в каждой j -й плоскости коррекции, имея малое значение, становится неустойчивым, меняя свое значение и угол в широком диапазоне (с границами, отличающимися до 100 % и более) от пуска к пуску станка. Определив среднее по $n_{пуск}$ замерам (при $n_{пуск} = 5 \dots 7$ пусках станка) значение $D_{остj}^{cp}$ в каждой j -й ($j = 1 \dots n_k$) плоскости коррекции сбалансированного таким образом изделия, сравниваем его с требуемым значением нижней границы диапазона показаний балансировочного станка. Если

$$D_{остj}^{cp} \leq 0,25D_{допj}; j = 1 \dots n_k, \quad (5.66)$$

то принимается $\omega_{\delta_n} = \omega_{\delta}$. В противном случае принимается $n_{\delta} = n_{\delta} + 100, \text{ мин}^{-1}$, и повторно производится определение $D_{остj}^{cp}$ для всех $j = 1 \dots n_k$. Эта операция проводится до выполнения (5.66), определяющего $\omega_{\delta_n} = \pi n_{\delta} / 30$.

7. Обосновать значение $\omega_{\delta B}$, отвечающее условию обеспечения требуемого значения верхней границы диапазона показаний балансировочного станка. Для этого в каждой j -й плоскости коррекции сбалансированного изделия воссоздаются сонаправленные дисбалансы $\bar{D}_{н/пр}$ на общем угле $\varphi_{н/пр}$. Значения $D_{н/пр}$ определяются по материалам п. 5.2.4. При настройке станка, полученной для балансировки изделия с максимальной возможной точностью в предыдущем пункте, реализуются пп. 3–5 методики с предусмотренной (по необходимости) корректировкой значения n_{δ} для выполнения условия (5.67). Найденные при этом средние значения измеренных корректирующих дисбалансов \bar{D}_{kj} позволяют найти их расхождения $\Delta \bar{D}_{j/пр}$ с введенными дисбалансами $\bar{D}_{н/пр}$ как $\Delta \bar{D}_{j/пр} = \bar{D}_{н/пр} + \bar{D}_{kj}, j = 1 \dots n_k$.

В алгебраической форме последние соотношения представляются для каждого j в виде:

$$\Delta D_{j/пр} = \sqrt{x_j^2 + y_j^2}; \quad (5.67)$$

$$x_j = D_{н/пр} \cos \varphi_{н/пр} - D_{kj} \cos \varphi_{kj}; \quad y_j = D_{н/пр} \sin \varphi_{н/пр} + D_{kj} \sin \varphi_{kj}.$$

Если найденное

$$\Delta D_{j/пр} \leq 0,1D_{н/пр}, \quad (5.67)$$

принимается $n_{\delta B} = n_{\delta}$. Если при этом последнее обоснованное значение $n_{\delta} < n_{\delta_n}$, изделие подлежит последовательной балансировке по методике п. 5.4 настоящей работы. В

результате этого определяются настроечные параметры станка (коэффициенты влияния) при балансировке рассматриваемого изделия на скорости $\omega_{\delta B} \neq \omega_{\delta_n}$. Поскольку эти настроечные параметры будут отличаться от определенных для скорости ω_{δ_n} балансировки изделия, то для него необходимо предусмотреть предварительную балансировку на скорости $\omega_{\delta B}$ с последующей балансировкой на скорости ω_{δ_n} , выполняемые на одном и том же станке с частотно-регулируемым приводом.

На рисунке 5.10 представлена блок-схема алгоритма обоснования значений ω_{δ_n} , $\omega_{\delta B}$, требуемых для успешной балансировки изделия. Поясняя её, отметим:

- в блоке 2 осуществляется ввод исходных для расчёта, к которым относятся: ε – показатель, характеризующий конструкцию балансируемого изделия (если это изделие имеет шарнирные рабочие элементы (см. п. 5.2.3), то $\varepsilon = 0$, при их отсутствии $\varepsilon = 0$); n_k – число плоскостей коррекции; $n_{\text{пуск}}$ – число пусков станка, принимаемое для осреднения результатов замеров ($n_{\text{пуск}} = 5 \dots 7$); $(e\omega)$ – максимальное значение критерия качества балансировки изделия по действующим стандартам [23, 53]; ω_{max} – максимальная угловая скорость вращения изделия при эксплуатации машины;
- блоки 3, 4 в цикле вводят допустимые ($D_{\text{доп}j}$) и практически предельные ($D_{\text{н}j\text{пр}}$) значения дисбалансов во всех плоскостях коррекции изделия;
- блок 5 – условный переход, определяющий с помощью блоков 6, 7 предварительно принимаемое значение скорости ω_{δ} балансировки изделия;
- блоки 8, 9 в цикле производят обнуление переменных X_j, Y_j для всех плоскостей коррекции;
- блок 10 организует цикл по проведению замеров для каждого из $n_{\text{пуск}}$ запусков станка с балансируемым изделием. Внутри этого цикла блок 11 – цикл перебора плоскостей коррекции изделия с накоплением значений переменных X_j, Y_j . С завершением работы по циклу 10 расчёт переходит к циклу в блоке 15.

Этот цикл содержит блоки 16–25, расчет по которым производится с корректировкой значения ω_{δ} до тех пор, пока условие блока 24 не будет выполнено для всех $i = 1 \dots n_{\text{пуск}}$ и $j = 1 \dots n_k$, после чего в блоке 26 фиксируется значение ω_{δ} , обеспечивающее необходимую стабильность показаний измерительной системы балансировочного станка;

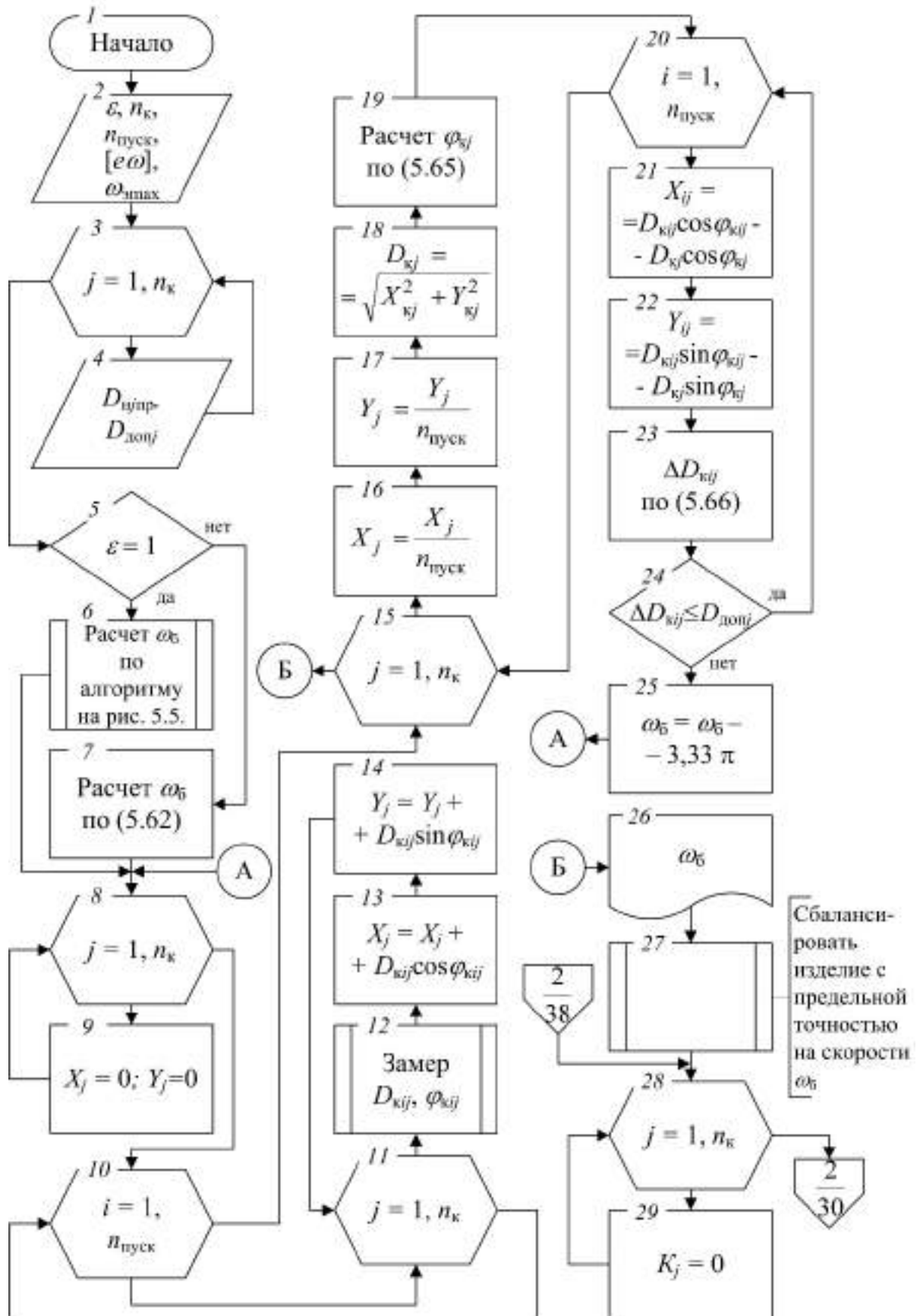


Рисунок 5.10 – Блок-схема алгоритма обоснования скорости балансировки на станке с частотно-регулируемым приводом (начало)

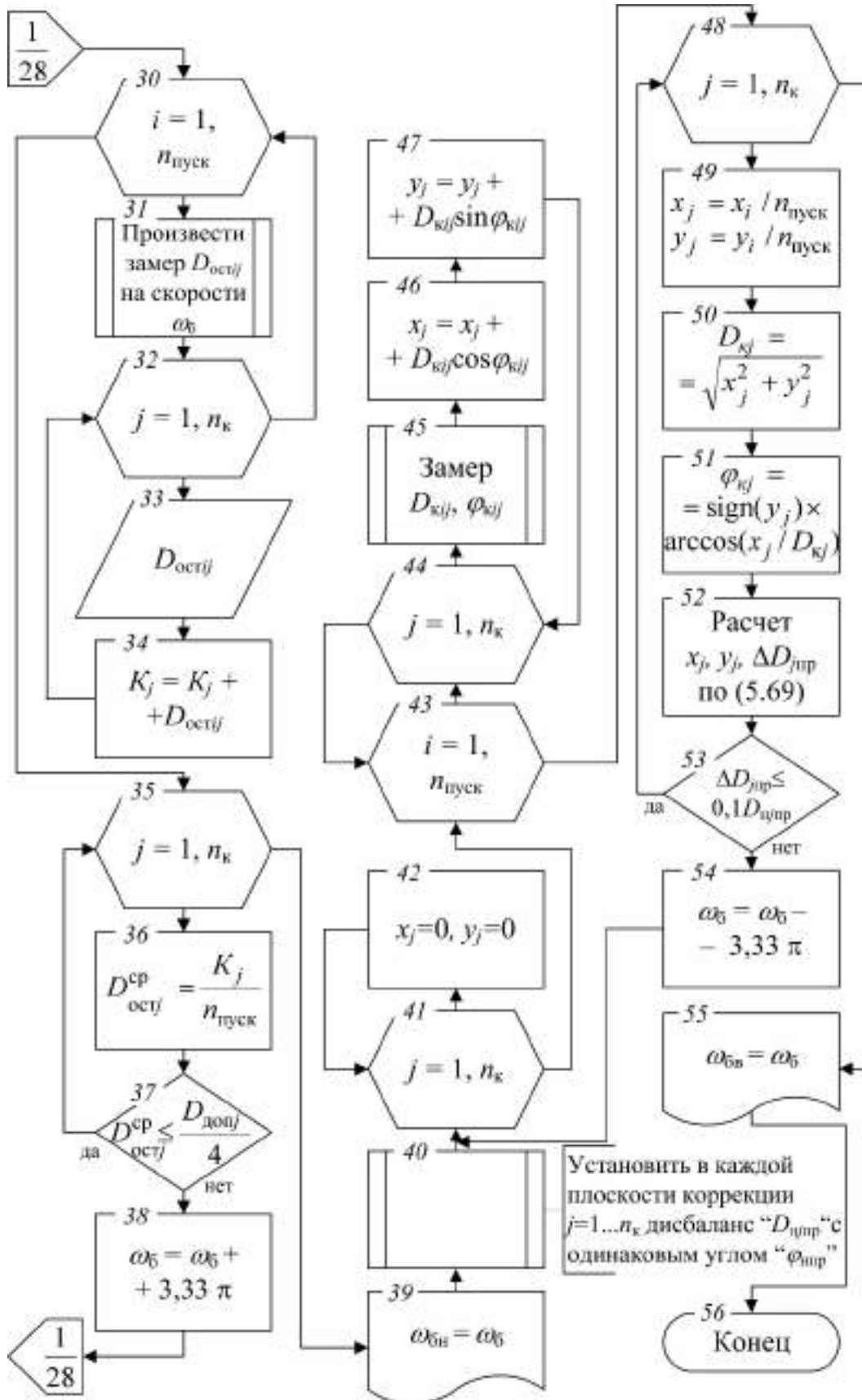


Рисунок 5.10 – Блок-схема алгоритма обоснования скорости балансировки на станке с частотно-регулируемым приводом (окончание)

- блок 27 предусматривает выполнение балансировки изделия на станке при скорости ω_δ с максимальной возможной точностью, что осуществляется с помощью отмеченной специальной методики (см. п. 5.4);
- блоки 28, 29 осуществляют обнуление характеристик K_j всех плоскостей коррекции изделия;
- блоки 30–39 – производятся замеры значений остаточных дисбалансов в плоскостях коррекции практически идеально сбалансированного на скорости ω_δ изделия при $n_{\text{пуск}}$ запусках станка. Результаты этих замеров осредняются (блок 36), и корректировкой ω_δ в блоке 38 обосновывается значение ω_{δ_n} , обеспечивающее требуемую точность балансировки изделия;
- блок 40 – осуществляется разбалансировка изделия до предельного максимального значения;
- блоки 41–54 – производятся замеры корректирующих дисбалансов во всех n_k плоскостях коррекции при $n_{\text{пуск}}$ запусках станка с осреднением результатов замеров по каждой плоскости коррекции (блок 50) и оценкой расхождения $\Delta D_{j\text{пр}}$ начального и корректирующего дисбалансов по каждой плоскости коррекции (блок 52). По результатам этой оценки осуществляется корректировка ω_δ и обосновывается значение ω_{δ_B} , при котором с достаточной точностью осуществляется измерение практически предельных значений корректирующих дисбалансов во всех плоскостях коррекции изделия.

Заметим, что в большинстве случаев расчет по приведенному алгоритму даёт $\omega_{\delta_n} = \omega_{\delta_B} = \omega_\delta$. Последнее выдаётся на печать в блоке 26 и равняется предварительно определенному его значению в блоках 6, 7. Балансировка такого изделия осуществляется на найденном значении скорости ω_δ . Для отдельных изделий может иметь место $\omega_{\delta_n} \neq \omega_{\delta_B}$. Такие изделия балансируются по базовой технологии (п. 5.2.1) сначала грубо, на скорости $\omega_{\delta_n} < \omega_{\delta_B}$, затем балансируются с требуемой точностью на скорости ω_{δ_n} по той же базовой технологии. Использование частотно-регулируемого привода вращения изделия на балансировочном станке позволяет без затруднений реализовать такую балансировку изделия.

Наконец, балансировка гибких роторов по любой из собственных форм также реализуется на универсальных, специальных и специализированных станках с использованием в них частотно-регулируемого привода.

5.3.2. Новая методика оценки характеристик колебаний опор балансировочного станка

Существующие [103] аналоговые способы фильтрации колебательных процессов опор балансировочного станка с установленным на нём и приведенным во вращение со скоростью ω_δ балансируемым изделием не обеспечивают высокий уровень достоверности и точности замера фильтрованного сигнала – амплитуд и фаз колебаний опор с частотой вращения изделия. Последняя, как отмечено в предыдущем пункте, может меняться при балансировке одного и того же изделия. Причина этого недостатка – существенное искажение амплитуд и фаз колебаний аналоговыми (аппаратурными) фильтрами при различных скоростях вращения и уровнях воздействий от неуравновешенности. При используемых у современных станков расчётных методах определения коэффициентов влияния дисбалансов в плоскостях измерения на характеристики колебаний их опор это вносит значительную погрешность в результаты замеров. Особо это проявляется при использовании акселерометров для измерения характеристик вибраций, генерируемых малыми (до пятикратного допустимого значения) дисбалансами в плоскостях измерения, когда амплитуда гармоники с частотой вращения ротора составляет несколько процентов от общего уровня (пикового значения) вибраций опоры.

Результаты исследований по п. 3.2 настоящей работы позволяют использовать в балансировочных станках нового поколения математическую фильтрацию колебательных процессов опор этих станков. Этот метод позволяет достоверно и надёжно выделить из сложного полигармонического процесса с детерминированными и случайными составляющими гармонику требуемой частоты, если её амплитуда составляет даже долю процента пикового значения.

На рисунке 5.11 представлена структурная схема синхронного измерения характеристик (амплитуд $A_i = a_{pi}$ и фаз $\varphi_i = \varphi_{pi}$) колебаний с частотой ω_δ всех n опор балансировочного станка нового поколения.

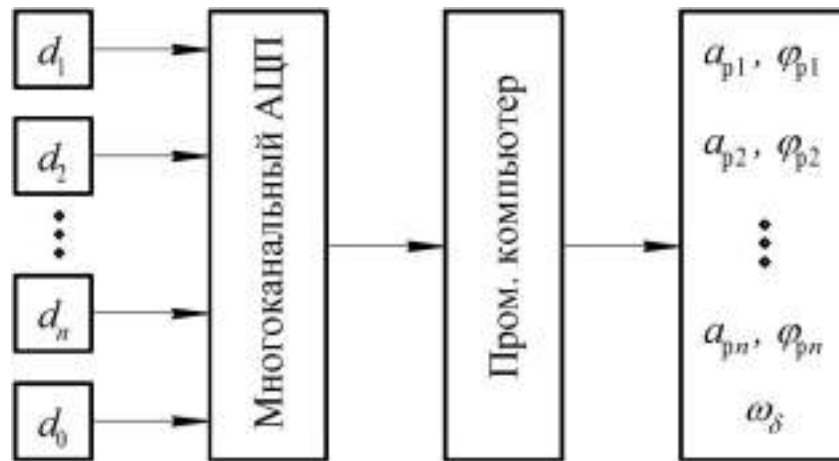


Рисунок 5.11 – Структурная схема системы измерения характеристик колебаний опор балансировочного станка нового поколения

На рисунке 5.11 показаны:

- датчики $d_1 \dots d_n$ колебаний каждой $j = 1 \dots n$ опоры балансировочного станка. В качестве датчика следует использовать пьезоэлектрический преобразователь, агрегатированный с интегрирующим усилителем. Каждый из этих датчиков регистрирует колебательный процесс опоры станка в виде изменения напряжения, генерируемого пьезодатчиком и пропорционального изменению виброускорения $a(t)$ опоры. Синхронное интегрирование последнего позволяет получить сигнал, пропорциональный изменению виброскорости $V(t)$ колебаний опоры. Это необходимо для снижения пиковых значений регистрируемого колебательного процесса;
- датчик d_o углового позиционирования балансируемого изделия, необходимый для определения и отсчёта фаз колебаний опор с угловой частотой ω_δ и контроля этой частоты;
- многоканальный аналого-цифровой преобразователь (АЦП), осуществляющий синхронную оцифровку изменения сигнала от всех датчиков $d_i, i = 1 \dots n$;
- станочный компьютер, обеспечивающий реализацию в реальном времени расчётов значений $A_i = A, B_i = B$ по алгоритму (3.4) – (3.8) для каждого из каналов АЦП с нахождением по (3.3) значений амплитуд $a_{pi} = a_p$ (в условных единицах) и фаз $\varphi_{pi} = \varphi_p$ каждой j -й опоры станка с частотой ω_δ .

5.3.3. Новая методика идентификации дисбалансов изделия на станке

У отлаженного балансировочного станка нового поколения с предложенной методикой оценки характеристик колебаний опор при высокой достоверности и надёжности определения этих характеристик их значения практически полностью (с ошибкой до 1 %) определяются искомыми дисбалансами в n плоскостях коррекции балансируемого изделия. Поэтому у такого станка информативная гармоника \bar{A}_{ni} колебаний каждой i -й опоры совпадает с результирующей гармоникой \bar{A}_{pi} для всех $i = 1 \dots n$ и $a_{ni} = a_{pi}$, $\varphi_{ni} = \varphi_{pi}$ (п. 3.4).

Как результат отмеченного, достоверность и точность решения следующей задачи балансировки изделия – идентификации его дисбалансов по данным замеров и обработки характеристик вибраций опор балансировочного станка – зависит только от адекватности механико-математической модели, связывающей характеристики вибраций с характеристиками (значениями и углами) дисбалансов изделия во всех плоскостях его коррекции.

Следует заметить, что у современных балансировочных станков $n \leq 3$. Станки с $n = 3$ встречаются крайне редко, в частности – для балансировки трёхшарнирных карданных передач. Для роторных систем, которые необходимо балансировать в $n > 3$ плоскостях коррекции и которые требуют использования станков с соответствующим числом опор, задача балансировки в сборе не ставится и не решается ввиду отсутствия адекватных механико-математических моделей динамики таких систем на балансировочном станке. Кроме того, как отмечено в п. 3.6, в этих станках используется динамическая модель (3.53) при $n = 2$, имеющая низкую адекватность и достоверность (п. 1.5.2). Для $n = 3$ используется аналогичная (3.45) трехмерная модель, имеющая те же недостатки, усугублённые более высокой размерностью модели.

Для специализированных балансировочных станков нового поколения значение n определяется конструкцией балансируемого изделия; для универсальных станков должна предусматриваться возможность балансировки на них многоопорных роторных систем. Конструкция последних станков должна включать съёмные опоры, число $(n - 2)$ которых, в принципе, неограничено. Заметим, что современные балансировочные станки не предусматривают такую возможность – отсутствуют адекватные n -мерные

динамические модели поведения таких роторных систем на балансировочном станке с n опорами.

Возможность решения задачи идентификации дисбалансов n -опорной роторной системы при любом $n = 2, 3, \dots$ открывается с использованием построенной в п. 3.6 обобщенной механико-математической модели (3.51) не в двухмерной, как раскрыто по (3.52), а в n -мерной её трактовке. Матрица $\{\bar{A}\}$ входов этой модели определяется по (3.54), в котором $A_i = a_{ni} = a_{pi}$, $\varphi_i = \varphi_{ni} = \varphi_{pi}$, $i = 1 \dots n$, определенным по методике п. 5.3.2 расчетами на станочном компьютере. Матрица $\{\bar{D}\}$ в каждой j -й ($j = 1 \dots n$) плоскости коррекции искомыми дисбалансами \bar{D}_j в каждой j -й ($j = 1 \dots n$) плоскости коррекции балансируемого изделия. Собственные свойства моделей описываются матрицей $[\bar{k}]^{-1}$, обратной квадратной матрице (3.55) размера $(n \times n)$.

Характерной особенностью балансировочного станка нового поколения, отличающей его от существующих конструкций, является возможность «обучения» его измерительной системы при балансировке партии изделий одного типоразмера. Это «обучение» сводится к определению параметров k_{ij} , β_{ij} , $i, j = 1 \dots n$ собственных свойств модели, сосредоточенных в матрице (3.53), экспериментально для каждого типоразмера изделия по методике п. 3.7. При этом производится осреднение значений этих параметров по трём замерам для каждого из пяти произвольно выбранных изделий партии. Этим гарантируется высокий уровень адекватности этой модели, обеспечивающий необходимую достоверность и надёжность идентификации дисбалансов изделий всей партии.

С определением параметров модели для балансировки заданного типоразмера изделия формирование матрицы $[\bar{k}]$ по (3.53) и её обращение осуществляется на станочном компьютере, чем и завершается процесс «обучения» измерительной системы станка для балансировки любой партии изделий этого типоразмера. При балансировке отдельного изделия этой партии оно устанавливается на станок, приводится во вращение и осуществляется измерительно-расчётный цикл с использованием станочного компьютера. В этом цикле синхронно определяются $\bar{A}_i = a_{pi} e^{i\varphi_{pi}}$ для всех $i = 1 \dots n$ опор станка и осуществляется перемножение построенной по этим результатам матрицы $\{\bar{A}\}$ и матрицы $[\bar{k}]^{-1}$, построенной как результат «обучения», по форме (3.51).

При этом на монитор выдаются значения $D_{kj} = D_j$ и углы $a_{kj} = a_j + \pi$ корректирующего дисбаланса \bar{D}_{kj} для каждой j -й ($j = 1 \dots n$) плоскости коррекции балансируемого изделия.

5.3.4. Новая методика корректировки дисбалансов изделия на балансировочном станке

Корректировка дисбалансов изделия в плоскостях его коррекции осуществляется в большинстве случаев добавлением корректирующих масс их установкой на болтах, приваркой или иным способом крепления. Низкая достоверность идентификации дисбалансов у существующих балансировочных станков общего назначения ведет к тому, что даже при идеальном подборе значения корректирующих масс и установке их на требуемые по результатам замеров углы контрольный запуск станка выявляет у изделия остаточные дисбалансы, превышающие допустимые значения. Чем выше значения начальных дисбалансов в плоскостях коррекции изделия, тем больше превышение значений остаточных дисбалансов, допустимых после проведения корректировки. Как правило, лишь после проведения трёх-пяти пусков станка с осуществлением корректировок (зачастую взаимоисключающих) на этих станках добиваются требуемой уравновешенности изделия.

Высокая достоверность, надёжность и точность идентификации дисбалансов изделия измерительной системой балансировочного станка нового поколения (пп. 5.3.2, 5.3.3) ликвидируют отмеченный недостаток. Требуя для обеспечения качественной балансировки изделия не более двух пусков и корректировок, эти станки обеспечивают значительное снижение трудозатрат балансировки.

Отмеченное выше касается точечной корректировки дисбаланса в каждой j -й плоскости коррекции, когда имеется возможность устанавливать в ней неограниченную по значению корректирующую массу. Ещё большую проблему у существующих балансировочных станков представляет случай, когда в плоскости коррекции в одной точке можно разместить ограниченное значение корректирующей массы, значительно меньшее необходимого её значения. В этом случае требуется ещё большее число пусков станка и корректировок дисбалансов для достижения заданной точности балансировки изделия.

Наличие компьютера у балансировочного станка нового поколения позволяет для последнего случая реализовать формализованную корректировку дисбаланса в каждой плоскости коррекции с использованием алгоритма п. 5.2.6. Результаты расчета по этому алгоритму выдаются на дисплей для каждой плоскости коррекции в виде значений корректирующих масс, помещённых в каждой из точек коррекции с определенным предусмотренным для их установки углом. Этим также снижается (до двух) число пусков станка и корректировок дисбалансов изделия.

Таким образом, на балансировочном станке нового поколения, благодаря инновациям, введённым в их конструкцию по результатам проведенных в настоящей работе исследований, трудоёмкость балансировки изделий снижается в 2-3 раза по сравнению с балансировкой на станке существующего поколения.

Наконец, одним из недостатков существующих балансировочных станков является недопустимость осуществления корректировки приваркой корректирующих грузов к изделию, находящемуся на станке. Связано это с незащищенностью элементов электроники таких станков от блуждающих токов. Использование в станках нового поколения промышленных компьютеров, не имеющих подвижных частей и обладающих высоким уровнем электрозащиты, исключает отмеченное ограничение. Это также ведёт к существенному снижению трудозатрат балансировки изделий на таком станке.

Резюмируя, заметим, что модернизация привода, использование новых методик оценки вибраций, идентификации дисбалансов и их корректировки, максимально использующих возможности станочного компьютера, позволило получить балансировочный станок нового поколения, лишенный основных недостатков существующих конструкций этих станков.

5.4. Балансировка единичного изделия на станке нового поколения

Отмеченная выше модернизация привода и измерительной системы балансировочных станков даёт эффект не только в универсальных, но и специализированных балансировочных станках. Используемая в этих станках методика «обучения» их измерительной системы позволяет легко их перенастраивать на балансировку новых типоразмеров серийно выпускаемых изделий и производить на них балансировку единичных изделий, что не присуще существующим конструкциям

специализированных станков. Перенастройка последних на балансировку нового (даже не единичного) изделия требует существенных материальных и временных затрат.

Методика перенастройки специализированного станка нового поколения на балансировку партии изделий нового типоразмера осуществляется также, как это показано выше (п. 5.3.3) для партии изделий исходного типоразмера с проведением осреднения характеристик коэффициентов влияния. Эта перенастройка требует гораздо меньших затрат ресурсов, чем такая же операция со станками существующих конструкций. Балансировка единичного оригинального изделия на существующих конструкциях специализированных балансировочных станков не производится. Однако на станках нового поколения эта балансировка не представляет никаких затруднений. Реализуется она для общего случая балансировки n -опорного ротора в n плоскостях коррекции по следующей технологии:

а) разместить опоры станка на расстоянии, необходимом для установки балансируемого изделия (в станках нового поколения допускается вариация этого расстояния);

б) с использованием необходимых элементов (роликовых или собственных подшипниковых опор балансируемого изделия) опор станка установить на них балансируемое изделие;

в) с помощью специально изготовленного присоединительного элемента (как правило, это свёртная жёсткая муфта) подсоединить балансируемое изделие к шпинделю балансировочного станка;

г) определить по (5.60) и ввести в данные для управления станком (по запросу) значение скорости ω_δ балансировки изделия;

д) повернуть от руки балансируемое изделие на станке (изделие должно свободно проворачиваться);

е) нажатием кнопки «Пуск» на мониторе компьютера станка привести изделие на станке во вращение (с установленной скоростью ω_δ). Провести в автоматическом режиме цикл измерений и расчётов и зафиксировать значения амплитуд A_{i0} и фаз φ_{i0} колебаний каждой i -й опоры станка от действия собственных искомым дисбалансов в каждой j -й ($j = 1 \dots n$) плоскости коррекции изделия. С окончанием цикла измерений и расчетов вращение шпинделя станка прекращается автоматически;

ж) установить в плоскости коррекции $j = 1$ пробный дисбаланс $D_{п1}$ на угле $\gamma_{п1}$. Нажать кнопку «Пуск», реализуя новый цикл измерений, расчётов и фиксации A_{i1} и фаз φ_{i1} синхронных колебаний всех $i = 1 \dots n$ опор станка от совместного действия собственных дисбалансов в плоскостях коррекции $j = 1 \dots n$ балансируемого изделия и пробного дисбаланса $\bar{D}_{п1}$ в $j = 1$ -й плоскости коррекции;

з) по уравнениям (3.62) найти характеристики k_{i1} , β_{i1} коэффициентов влияния \bar{k}_{ij} дисбаланса в $j = 1$ -й плоскости коррекции на колебания всех $i = 1 \dots n$ опор балансировочного станка;

и) устранить пробный дисбаланс $\bar{D}_{п1}$ в $j = 1$ -й плоскости коррекции. Пункты ж), з) провести последовательно для $j = 2 \dots n$ с определением характеристик k_{i1} , β_{i1} всех коэффициентов влияния \bar{k}_{ij} динамической модели балансируемого единичного изделия на станке;

к) сформировать матрицу $[\bar{k}]$ по (3.53) и решить матричное уравнение (3.54), в котором $\{\bar{D}\}$ раскрывается по (3.53), а $\{\bar{A}\} = \{\bar{A}_{io}\}$, сформированной после реализации п. е). Все измерения, расчеты и решения уравнений выполняются с помощью станочного компьютера в автоматическом режиме по специально разработанным программам. Результаты выдаются на мониторе в виде значений D_{kj} и углов α_{kj} корректирующих дисбалансов в каждой j -й ($j = 1 \dots n$) плоскости коррекции балансируемого изделия;

л) произвести корректировку дисбалансов во всех n плоскостях коррекции; нажатием кнопки «Пуск» запустить станок и произвести цикл измерений и расчётов значений амплитуд A_{io}^* и фаз φ_{io}^* колебаний опор станка от действия остаточных дисбалансов в ($j = 1 \dots n$ плоскостях коррекции изделия. Сформировать по результатам замеров матрицу $\{\bar{A}_{io}^*\}$ по форме (3.52) и решить матричное уравнение (3.49), в котором $\{\bar{A}\} = \{\bar{A}_{io}^*\}$; $[\bar{k}]^{-1}$ – ранее построенная обращенная матрица коэффициентов влияния; $\{\bar{D}\} = \{\bar{D}_{остj}\}$ – искомая матрица-столбец остаточных дисбалансов в плоскостях коррекции изделия;

м) если $D_{остj} \leq D_{допj}$ для всех $j = 1 \dots n$, сбалансированный ротор снять со станка; если это условие не выполняется хотя бы для одного из j , п. л) повторять до их выполнения.

5.5. Основы создания балансировочного комплекта нового поколения

Балансировочные комплекты [20], или портативная балансировочная аппаратура по [70, 71, 103], предназначены для определения и корректировки дисбалансов ротационных агрегатов, установленных на машинах. Существующие конструкции этих комплектов (БИП-5, БИП-5М, БИП-6М, УБП-1, ВВВ-001, БИП-7, БИП-8, ВВМ-337, ЭВМБП-1, ЭВМБП-2 и др.) представляют собой виброизмерительные системы, позволяющие определять амплитуду и фазу колебаний одной или двух опор ротора. С помощью пробных грузов эти системы используются для определения дисбалансов агрегатов на различных машинах (в основном, на энергомашинах) с помощью простейших динамических моделей, параметры которых определяются методом обхода пробным грузом окружности плоскости приведения [23].

Низкая адекватность таких моделей вкуче с аналоговой фильтрацией колебательных процессов опор агрегата на машине, а также наличие в машинах сторонних источников вибраций с частотой вращения исследуемого ротационного агрегата – всё это обуславливает крайне низкую эффективность использования таких комплектов в практике машиностроения. Даже целевым назначением их использования ставится не уравнивание роторов на месте [20], а хотя бы некоторое снижение их неуравновешенности. Достигается последнее не алгоритмически, а методом проб и ошибок, зачастую приводящим к отрицательному результату. В общем машиностроении такие балансировочные комплекты не нашли практического применения. Используются они, хотя и крайне неэффективно, при балансировке агрегатов на электростанциях.

Исследования, проведенные в п. 3 настоящей работы, позволили создать балансировочный комплект нового поколения и разработать методику его алгоритмического использования для балансировки на месте ротационных агрегатов любой (не только энергетического назначения) машины. По своей сути этот комплект практически полностью копирует измерительную систему балансировочного станка нового поколения (рисунок 5.11). Отличается он использованием ноутбука, оптического бесконтактного отметчика оборотов (d_o) и разработанной в п. 3.4 общей методики выделения информативной гармоники \bar{A}_i , формализуемой с помощью алгоритма на рисунок 3.6. Последнее необходимо по той причине, что колебания опор ротора на машине (в отличие от колебаний опор этого ротора на балансировочном станке)

содержат, как правило, большое число детерминированных и случайных гармоник, в том числе и сторонних гармоник с частотой вращения балансируемого на машине агрегата.

Для идентификации дисбалансов в n плоскостях коррекции n -опорного ротора, установленного на машине, с использованием предлагаемой конструкции балансировочного комплекта нового поколения реализуется следующая технология:

а) установить на магнитных креплениях n пьезоэлектрических датчиков у каждой из n опор балансируемого ротора на машине; сделать мелом отметку на роторе и установить оптический отметчик оборотов на магнитном или ином креплении с ориентацией его на сделанную отметку;

б) проверить на дисплее ноутбука наличие сигналов от датчика и отметчика оборотов;

в) установить кинематику привода балансируемого агрегата на машине так, чтобы при его вращении было отключено максимальное число других агрегатов машины. По возможности, обеспечить индивидуальный привод балансируемого агрегата машины с помощью приводной колонки, что является идеальным при его балансировке на месте;

г) реализовать методику п. 3.4; с помощью программы для ЭВМ, разработанной по алгоритму на рисунке 3.6, рассчитать параметры a_{nio} , φ_{nio} информативных гармоник \bar{A}_{nio} для всех $i = 1 \dots n$;

д) установить в плоскости коррекции $j = 1$ пробный дисбаланс $\bar{D}_{nj} = \bar{D}_{n1}$ с углом $\varphi_{ni} = 0$ (отметка на роторе располагается напротив отметчика оборотов). Реализовать методику п. 3.4 с расчётом (по аналогии с п. г) параметров $a_{nij} = a_{ni1}$, $\varphi_{nij} = \varphi_{ni1}$ информативных гармоник $\bar{A}_{nij} = \bar{A}_{ni1}$ для всех $i = 1 \dots n$; удалить пробный дисбаланс из плоскости коррекции $j = 1$;

е) п. д) повторить для всех $j = 2 \dots n$;

ж) расчетами по (3.62) найти характеристики k_{ij} , β_{ij} коэффициентов влияния \bar{k}_{ij} дисбалансов в плоскостях коррекции $j = 1 \dots n$ на колебания опор $i = 1 \dots n$ ротора на машине, сформировать матрицы $[\bar{k}]$ по (3.55), $\{\bar{A}\} = \{\bar{A}_{nio}\}$ по форме (3.54), построить обращённую матрицу $[\bar{k}]^{-1}$ и решить матричное уравнение (3.54) с выдачей на дисплей ноутбука характеристик D_{kj} , φ_{kj} корректирующих дисбалансов \bar{D}_{kj} в каждой j -й ($j = 1 \dots n$) плоскости коррекции балансируемого на машине ротора;

з) установить на роторе все необходимые корректирующие дисбалансы \bar{D}_{kj} ; реализовать повторно п. г) настоящей технологии, сформировать матрицу $\{\bar{A}\} = \{\bar{A}_{nio}\}$ и, решив матричное уравнение $\{\bar{D}_{ост}\} = [\bar{k}]^{-1}\{\bar{A}_{nio}\}$, определить значения остаточных дисбалансов $D_{остj}$ для всех $j = 1 \dots n$ как элементов расчётной матрицы $\{\bar{D}_{ост}\}$. Если $D_{остj} \leq D_{допj}$ для всех $j = 1 \dots n$, то ротор на машине сбалансирован с достаточной точностью. В противном случае операции г)–з) повторяются до выполнения последнего неравенства для всех $j = 1 \dots n$.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ

1. Многие вопросы технологической подготовки работ по балансировке ротационных агрегатов машин оставались до настоящего времени открытыми. Их часто даже не ставили, а если ставили и пытались решать, то отсутствие системного подхода и адекватных механико-математических моделей делали их решения недостоверными и неточными. Результаты проведенных в предыдущих главах настоящей работы фундаментальных теоретических исследований динамики роторов позволили исключить эти недостатки посредством решения всех задач технологической подготовки работ по балансировке на их основе.

2. Обоснована неэффективность существующего подхода к балансировке ротора с конечными изменениями геометрии при некотором фиксированном относительном положении его сборочных единиц. Любое изменение их относительного положения при функционировании агрегата ведет к его разбалансировке. Предложенная новая технология балансировки таких роторов гарантирует их уравновешенность при любом относительном положении сборочных единиц.

3. Предложенная рациональная технология балансировки ротационного агрегата с шарнирными рабочими элементами, создающими малые изменения геометрии, отвечая требованию взаимозаменяемости рабочих элементов в эксплуатации, обеспечивает наименьшие трудозатраты балансировки в производстве. Для таких роторов также решена существующая проблема обоснования наименьшего значения скорости ω_δ балансировки, обеспечивающей устойчивую работу измерительной системы балансировочного станка и требуемую точность балансировки. Эти результаты могут

использоваться для рассматриваемого класса роторов машин любого принципа действия и назначения.

4. Разработанные методики анализа и синтеза корректирующих дисбалансов изделия в плоскостях его коррекции обеспечивают обоснованное и формализованное для использования ЭВМ решение следующих, новых в своей постановке, задач:

- априорное прогнозирование предельных значений корректирующих масс нежёстких роторов;
- дискретизация ряда масс элементов, из которых формируются корректирующие дисбалансы в плоскостях коррекции каждого конкретного типоразмера балансируемого изделия;
- формализация распределения корректирующего дисбаланса по точкам возможного размещения корректирующих элементов.

Использование этих методик при технологической подготовке работ по балансировке изделий позволяет ликвидировать их брак по небалансированности и значительно снизить трудозатраты балансировки.

5. Использование в балансировочных станках частотно-регулируемого привода не только упрощает и делает надёжной их конструкцию, но и открывает широкие возможности их универсализации и создания специализированных и специальных станков для балансировки на нескольких обоснованных по значениям скоростях не только жёстких, но и нежёстких роторов.

Применение такого привода, наряду с использованием разработанных оригинальных методик оценки характеристик колебаний опор балансировочного станка, идентификации дисбалансов изделия, корректировки дисбалансов, реализуемых с помощью станочного компьютера, позволяет создать балансировочный станок нового поколения. Этот станок практически полностью исключает недостатки современных балансировочных станков, отмеченные в п. 5.3. В частности, такой станок, имея специальное или специализированное назначение, может быть эффективно использован для балансировки оригинального единичного изделия по разработанной в п. 5.4 технологии, не требуя при этом значительных изменений конструкции станка и переналадок его измерительной системы.

6. Исследования настоящей главы обеспечивают возможность создания балансировочного комплекта нового поколения, позволяющего алгоритмически (а не

методом проб и ошибок, как существующие аналоги) производить балансировку ротационного агрегата на месте его установки в машине. Разработанная технология использования такого комплекта, реализуемая с помощью ЭВМ, обеспечивает гарантию качества балансировки агрегата на месте и может быть рекомендована к использованию в любых отраслях машиностроения, в том числе и энергомашиностроении.

6. ВНЕДРЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

6.1. Постановка задач

Поскольку «Теория без практики мертва» и «Практика – критерий истины», достоверность результатов фундаментальных (главы 2, 3) и полученных на их основе результатов прикладных (главы 4, 5) исследований настоящей работы может быть установлена их внедрением в практику машиностроения с оценкой эффекта их использования. Это составляет цель и содержание настоящей главы.

Вопросы балансировки роторов требуют своего решения при проектировании, в производстве и эксплуатации машин, содержащих ротационные агрегаты. Проведенные исследования позволяют априори на алгоритмической основе решать все эти вопросы по методикам, разработанным в главах 4, 5. Ниже рассматриваются примеры решения этих вопросов при практическом внедрении полученных результатов:

- в решение комплекса вопросов балансировки при конструировании ротационного агрегата машины (объект – барабан измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros 530» производства ООО «КЗ «Ростсельмаш», г. Ростов-на-Дону);
- в решение комплекса вопросов балансировки при производстве ротационного агрегата машины (объект тот же);
- в модернизацию существующих конструкций балансировочных станков;
- в создание балансировочных станков нового поколения;
- в создание и использование балансировочного комплекта нового поколения.

6.2. Обоснование конструктивных параметров балансировки барабана измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros 530»

Этот агрегат стал объектом научных исследований после выпуска опытной партии зерноуборочных комбайнов «Acros 530» с измельчителем, у которых был выявлен чрезвычайно высокий уровень вибраций. Как определили специалисты Технического центра (ТЦ) ООО «КЗ «Ростсельмаш», причина этого состояла в неуравновешенности этого агрегата, который при решении вопросов его балансировки на стадиях проектирования и производства традиционно рассматривался как жёсткий

ротор, требующий низкочастотной балансировки в двух плоскостях коррекции у опор по традиционной технологии (п. 5.2.1). После проведения такой балансировки с точностью, отвечающей [23, 53], установки этого барабана на машине и приведения его во вращение со скоростью $\omega_{\max} \gg \omega_{\delta}$ возникали крайне высокие уровни его разбалансировки и вибраций, что и указывало на недопустимость рассмотрения этого агрегата как жёсткого в решении вопросов его балансировки при проектировании. Тот же факт был установлен на балансировочном станке с варьируемым значением ω_{δ} . После балансировки барабана на низкой ω_{δ} с повышенной точностью его привели во вращение на станке со скоростью $\omega > \omega_{\delta}$. При этом измерительная система станка зафиксировала значительную разбалансировку этого агрегата, которая резко усиливалась с увеличением ω .

Всё отмеченное предопределило необходимость использования полученных в настоящей работе результатов для обоснования конструктивных нормативов балансировки этого агрегата, что и было выполнено на договорных условиях с ООО «КЗ «Ростсельмаш». При этом в полном объёме был реализован обобщенный алгоритм на рисунке 1.2 с использованием результатов исследований по п. 4 и существующих методик решения задач блоков предопределённых операций отмеченного алгоритма.

6.2.1. Характеристики объекта и его параметры

Решение вопросов балансировки любого изделия завершает его проектирование с тем, чтобы в готовой чертёжной документации на изделие сформулировать требования к его балансировке.

На рисунке 6.1, *а* представлен общий вид (без приводного шкива) вращающегося на балансировочном станке барабана измельчителя зерноуборочного комбайна «Агрос 530» (имеет одинаковую конструкцию с барабаном измельчителя комбайна «Дон-1500»), а на рисунке 6.1, *б* показана его схема. Конструкция барабана представляет собой трубу 1 с вваренными по её торцам цапфами под подшипники и приводной шкив 2. На приваренных к трубе ушках крепятся шарнирные рабочие элементы 3, расположенными в 4 ряда параллельно оси ротора. Приваренные к трубе 1 диски 4 предназначены для установки в их отверстия корректирующих грузов (рисунок 6.1, *б*).



a)

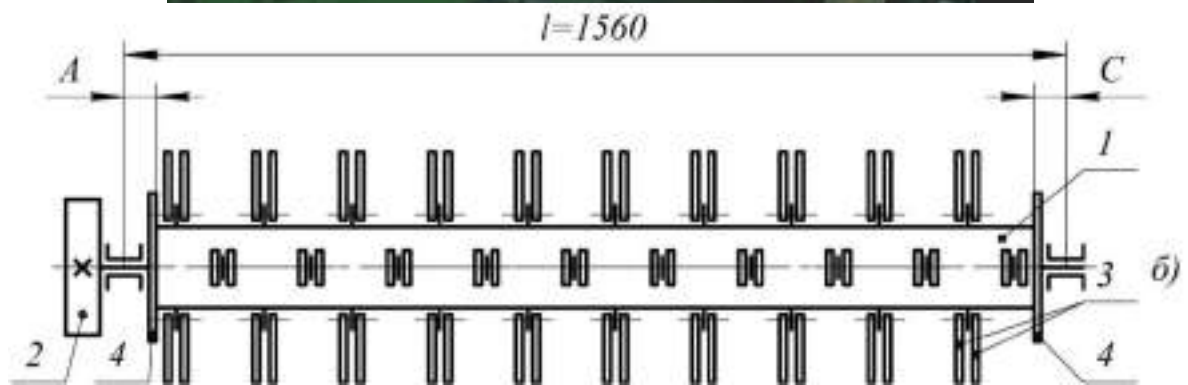


Рисунок 6.1 – Барабан измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros 530»

Используя чертёжную документацию на барабан и на комбайн в целом, сформировали следующий блок исходных данных для проведения расчётов по обоснованию конструктивных нормативов балансировки этого агрегата:

- $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости материала вала (трубы) барабана;
- $J = 10^{-5}$ м⁴ – момент инерции сечения трубы «Труба 168×6,0 ГОСТ 8732-78», служащей валом барабана;
- $m_{\delta} = 105,2$ кг – масса балансируемого динамически барабана без приводного шкива;
- $m_p = 113,3$ кг – масса барабана с приводным шкивом;
- $l = 1,56$ м – расстояние между опорами барабана;
- $A = C = 0,05$ м – расстояние от плоскостей коррекции до ближайших опор ротора (рисунок 6.1, б);

• $\omega_{\text{max}} = 371,8 \text{ c}^{-1}$ – максимальная эксплуатационная скорость вращения барабана на комбайне «Acros 530»;

• $Z_{\text{min}} = 3 \text{ мм}$ – минимальный рабочий зазор между шарнирными элементами вращающегося барабана и корпусом измельчителя;

• $m_{\text{э}} = 0,338 \text{ кг}$ – максимальная масса шарнирного рабочего элемента;

• $n_j = 4$ – число равностоящих рядов рабочих элементов, прямолинейно расположенных по окружности;

• $n_{\text{э}} = 20$ – число рабочих элементов в одном ряду;

• $(e\omega)_{\text{max}} = 16 \text{ мм}\cdot\text{c}^{-1}$ – верхнее допустимое значение критерия качества балансировки по [23, 53], принимаемое для барабана измельчителя зерноуборочного комбайна, требующего, в соответствии с рекомендациями стандартов, балансировки по 5-му классу точности;

• $d_1 = 518 \text{ мм}$, $l_1 = 1460 \text{ мм}$ – габаритные диаметр (d_1) и длина (l_1) барабана измельчителя;

• $d_2 = 1460 \text{ мм}$, $l_2 = 94 \text{ мм}$ – габаритные диаметр (d_2) и длина (l_2) шкива привода барабана;

• $l_{S1} = 780 \text{ мм}$ – расстояние от центра масс барабана до ближайшей опоры;

• $l_{S2} = 100 \text{ мм}$ – расстояние от центра масс приводного шкива до ближайшей опоры барабана;

• $n_k = 20$ – число плоскостей приведения, перпендикулярных оси агрегата, в которых устанавливаются рабочие элементы (рисунок 6.1, б);

• $D_o = 113,2 \text{ гм}$ – значение дисбаланса, вносимого в конструкцию агрегата рабочими элементами (2 шт.), размещенными в одной точке, определенное как $D_o = 2m_{\text{э}}\cdot R_{\text{э}}$, где $R_{\text{э}} = 0,17 \text{ м}$ – радиус расположения центров масс рабочих элементов;

• $R_{k1} = R_{k2} = 155 \text{ мм}$ – радиус установки корректирующих грузов в плоскостях корректирующих дисков 4 (рисунок 6.1, б);

• $R = 0,115 \text{ м}$ – радиус окружности расположения центров шарниров, образованных рабочими элементами и базовой сборочной единицей;

• $r = 0,055 \text{ м}$ – расстояние от центра массы рабочего элемента до центра шарнира;

• $d_{\text{ш}} = 0,018 \text{ м}$ – номинальный диаметр контактирующих в шарнире поверхностей;

• $f = 0,15$ – коэффициент трения контактирующих в шарнире материалов (сталь по стали) [102];

- $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Барабан измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros 530» предусмотрено балансировать на станке фирмы SchenckRoTecGmbH, специально приобретаемом для этой цели заводом «Ростсельмаш». Характеристики этого станка:

- $\omega_{\delta \min} = 52,36 \text{ с}^{-1}$, $\omega_{\delta \max} = 115,19 \text{ с}^{-1}$ – минимальная и максимальная скорости балансировки;

- $[D] = 20 \text{ гм}$ – максимальный дисбаланс, допустимый балансировочным станком на скорости балансировки $\omega_{\delta} = 52,36 \text{ с}^{-1}$.

6.2.2. Анализ и синтез инерционной симметрии агрегата

Этот анализ проводится для всех основных элементов конструкции агрегата. В рассматриваемом агрегате такими элементами являются барабан измельчителя (поз. РСМ-10Б14.62.020СБ) и приводной шкив (поз.145.14.02.040СБ), представленные на рисунке 6.1, б позициями 1 и 2 соответственно.

Для анализа инерционной симметрии этого агрегата и синтеза его инерционно-симметричной конструкции использовали алгоритм на рисунок 4.3, по которому была разработана специальная программа для ЭВМ. Исходные данные для расчёта по этому алгоритму:

- $t = 1$ – агрегат имеет в своём составе сборочную единицу 2 (рисунок 6.1, б), заведомо имеющую неуравновешенность за счёт наличия одноболтового клеммового крепления шкива 2 на валу барабана и флажка индукционного отметчика его оборотов;

- $q = 1$ – агрегат имеет в своём составе рабочие элементы (ножи), расположенные на периферийной цилиндрической поверхности сборочной единицы 1 (рисунок 6.1, б).

Поскольку $t = 1$, для сборочной единицы 2 по методике, изложенной в [57], были проведены расчеты неслучайного значения \bar{D}_{kf} вектора дисбалансов, обусловленных отмеченными причинами. Эти расчёты представлены в отчёте по договору [68], переданном ТЦ ООО «КЗ «Ростсельмаш». По результатам отмеченных расчётов $D_{kf} = 14,193 \text{ гм}$. Корректировка такого неслучайного дисбаланса при балансировке сверлением отверстий на круговом балансировочном приливе шкива требует значительных трудозатрат (на каждом шкиве приходится сверлить 12–17 отверстий). Для корректировки этого дисбаланса предложено внести изменения в конструкцию

шкива, сформулированные и обоснованные в отмеченном выше отчёте. Эти изменения были приняты и внедрены, обеспечивая тем самым инерционную симметрию конструкции шкива (поз. 145.14.02.040СБ) и сокращение трудозатрат его балансировки.

Поскольку для рассматриваемого агрегата имеем $q = 1$, дальнейшие расчёты потребовали следующих исходных:

- $n_j = 4, n_k = 20, R_{k1} = R_{k2} = 0,155$ – введены ранее в п. 6.2.1;
- $l = 1260$ мм – расстояние между крайними плоскостями приведения дисбалансов, вносимых установкой рабочих элементов;

- матрица размещения рабочих элементов на цилиндрической поверхности

$$\text{ротора: } [D_{kj}] = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix};$$

- $l_1 = l_2 = 730$ мм – расстояния от плоскостей коррекции (плоскостей дисков 4 на рисунке 6.1, б) до центра масс всех рабочих элементов агрегата;

- $u = 0$ – рабочие элементы агрегата расположены прямолинейно;
- $E_{nk} = \text{diag}[1 \ 1 \dots 1]$ – диагональная единичная матрица размера 20×20 ;
- $\{E_{nk}\} = \{1 \ 1 \ 1 \ 1\}$ – единичная матрица-столбец.

В результате расчётов по алгоритму на рисунке 4.3 была выведена на печать информация: «Рабочие элементы агрегата инерционно-симметричны», «Ротационный агрегат инерционно-симметричен».

6.2.3. Обоснование необходимости балансировки

Заключительные рекомендации п. 4.3 настоящего исследования предусматривают априорное назначение балансировки для всех ротационных агрегатов вновь создаваемых машин массового и серийного производства (к таковым относятся и зерноуборочные комбайны завода «Ростсельмаш»). Кроме того, имеющийся опыт производства комбайнов «Acros 530» установил, как уже отмечалось, значительный уровень неуравновешенности его барабана измельчителя, обязывающий производить его балансировку при изготовлении. Таким образом, вопрос о необходимости балансировки этого барабана является практически предрешенным. Тем не менее, для

иллюстрации методики использования условия (4.16) при решении вопросов о необходимости балансировки ротационного агрегата вновь создаваемой машины массового и серийного изготовления, произвели решение этого вопроса для рассматриваемого агрегата.

В соответствии с чертежами барабана, он содержит в собранном состоянии $n_k = 3$ плоскости коррекции: две плоскости коррекции ($j = 1, 2$) у сборочной единицы 1 (поз. РСМ-10Б.14.62.020СБ) – они совпадают с плоскостями дисков 4 (рисунок 6.1, б); одна ($j = 3$) – совпадает с круговым балансировочным приливом сборочной единицы 2 (поз. 145.14.02.040СБ).

Допустимое значение главного вектора дисбалансов барабана измельчителя в сборе определили по (4.3), в котором, наряду с введенными в п. 6.2.1 характеристиками, положили $m = m_p$: $D_{\text{ст доп}} = 4,88$ гм.

Допустимые значения главного вектора дисбалансов сборочных единиц $i = 1, 2$ барабана (рисунок 6.1, б) нашли по тому же уравнению, в котором для сборочной единицы 1 положили $m = m_\delta$, а для сборочной единицы 2 – $m = m_p - m_\delta$: $D_{\text{ст доп1}} = 4,53$ гм, $D_{\text{ст доп2}} = 0,35$ гм.

Допустимые значения дисбаланса сборочной единицы 1 в плоскостях её коррекции, определенные статическим распределением $D_{\text{ст доп1}}$ по этим плоскостям:

$$D_{\text{доп1}} = D_{\text{доп2}} = 2,27 \text{ гм.}$$

Допустимые значения дисбаланса сборочной единицы 2 в её единственной предусмотренной чертежом плоскости коррекции $j = 3$: $D_{\text{доп3}} = 0,35$ гм.

Используя методику прогнозирования и оценку практически предельных значений главного вектора дисбалансов изделий по характеристикам точности исполнения деталей и их сопряжений, представленную в [57] и реализующую её программу для ЭВМ, произвели расчёты для сборочной единицы $i = 1$ и нашли $D_{\text{н1пр}} = 111,62$ гм [68]. При этом практически предельные значения начальных дисбалансов в её плоскостях коррекции $j = 1, 2$ составили $D_{\text{н1}} = D_{\text{н2}} = 55,81$ гм. Поскольку для каждой из плоскостей коррекции $j = 1, 2$ условие (4.16) выполняется, то сборочная единица 1 требует балансировки при её изготовлении.

Для сборочной единицы 2 с принятием разработанных в [68] рекомендаций по обеспечению её инерционной симметрии по той же методике рассчитали $D_{н2пр} = D_{н3} = 37,24$ гм. Это значение не совпадает с найденным в [68], так как в этой работе расчёты проводили для исходной ассиметричной конструкции шкива. Таким образом, и для сборочной единицы 2 условие (4.16) выполняется, что указывает на необходимость балансировки и шкива привода барабана измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros 530».

6.2.4. Выбор способа организации технологического процесса балансировки

Эта задача поставлена и решена кафедрой «Теория механизмов и машин» ДГТУ для ротационных агрегатов сельхозмашин [57, 62, 63, 103]. Однако предложенные в отмеченных справочных и нормативных материалах рекомендации по её решению могут быть использованы в любой отрасли машиностроения. Согласно этим рекомендациям для барабана измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros 530» следует использовать поддетальную балансировку, когда его сборочные единицы 1, 2 (рисунок 6.1, б) балансируются отдельно, а ротор собирается из сбалансированных сборочных единиц. Такой способ организации технологического процесса балансировки барабана принят потому, что его сборочные единицы 1 и 2 связаны между собой разъёмным (клеммовым) соединением, а окончательная сборка агрегата производится непосредственно на машине [103].

6.2.5. Обоснование метода балансировки сборочных единиц

В решении этой задачи используем оригинальные результаты исследования по п. 4.4 настоящей работы – условие (4.29) эффективного использования статической балансировки изделия. Все данные для расчётов по этой зависимости приведены для барабана 1 и шкива 2 в п. 6.2.1, а $n_{\max} = 30 \omega_{\max} / \pi = 3550$ мин⁻¹.

В результате расчетов получили:

$$\text{– для сборочной единицы 1: } \frac{1}{l_{S1}} \left| \frac{d_1^2}{4} - \frac{l_1^2}{3} \right| = 824; \frac{11672}{n_{\max}} = 3,29 \text{ – сборочную единицу}$$

1 (поз. РСМ-10Б.14.62.020СБ) необходимо балансировать динамически;

– для сборочной единицы 2: $\frac{1}{l_{s2}} \left| \frac{d_2^2}{4} - \frac{l_2^2}{3} \right| = 60,8$ – сборочную единицу 2

(поз. 145.14.02.040СБ) также необходимо балансировать динамически.

Последний результат противоречит существующему в сборочном чертеже шкива требованию статической его балансировки. Переход к динамической его балансировке требует изменения конструкции (введения второй плоскости коррекции) по сделанным для ТЦ ООО «КЗ «Ростсельмаш» рекомендациям [68].

6.2.6. Обоснование класса сборочных единиц как объектов балансировки и конструктивных нормативов их балансировки

Это обоснование необходимо проводить для каждой из сборочных единиц, балансируемых на станке динамически. Для проведения этого обоснования используем материалы п. 4.7 исследований и алгоритм на рисунке 4.7, который построен по этим материалам и по которому разработана специальная программа для ЭВМ. Необходимо уточнить, что при решении задачи все исходные данные для расчётов принимаются по оценкам состояния балансируемого изделия на балансировочном станке.

Проводя обоснование для барабана 1 (рисунок 6.1, б), балансируемого вместе с валом, в качестве исходных для расчетов использовали приведенные в п. 6.2.1 данные с их обозначениями, исключая $D_{нпр} = D_{н1пр} = 111,62$ гм, определенному в п. 6.2.3. По результатам расчётов на печать выдано: «Ротор квазижесткий», « $G = 2$. Балансировать по традиционной технологии на типовом оборудовании в двух плоскостях коррекции, отстоящих от опор на расстоянии $A = C = 624$ мм, на скорости $\omega_\delta = 115,19$ с⁻¹, $D_{доп} = 4,53$ гм».

Для сборочной единицы 2 (шкив, поз. 145.14.02.040СБ) данными для расчёта служили: $\omega_{\delta \min}$, $\omega_{\delta \max}$, E , $\omega_{\delta \max}$, $[D]$, $(e\omega)_{\max}$, Z_{\min} – те же, что и для сборочной единицы 1. Новые значения приняли следующие исходные:

- $J = 0,05d^4 = 0,05 \cdot 0,044 = 1,28 \cdot 10^{-7}$ м⁴ – момент инерции сечения оправки, на которой производится балансировка шкива ($d = 40$ мм – диаметр оправки, равный диаметру посадочного отверстия шкива);

- $m = 8,1$ кг – масса шкива в сборе;

- $l = 174$ мм – расстояние между центрами опор балансировочного станка, на которых устанавливается оправка со шкивом;

- $A = C = 40$ мм – расстояния от плоскостей коррекции, совпадающих с торцами шкива, до центров опор оправки на балансировочном станке;

- $D_{\text{нпр}} = D_{\text{н2пр}} = 37,24$ гм, определенному в п. 6.2.3.

Произведя для динамически балансируемого шкива расчёты по тому же алгоритму на рисунке 4.7 с представленными выше исходными данными, получили выданные на печать ЭВМ следующие результаты: «Ротор жесткий», « $G = 1$. Балансировать по традиционной технологии на типовом оборудовании в двух произвольных плоскостях коррекции на скорости $\omega_{\delta} = 52,36 \text{ с}^{-1}$, $D_{\text{доп}} = D_{\text{доп3}} = 0,35$ гм».

6.2.7. Отстройка критических частот

Поскольку сборочные единицы 1 и 2 барабана измельчителя комбайна «Acros 530» обоснованы как квазижесткая и жесткая соответственно и не относятся к классу квазигибких ($G = 3$) или гибких ($G = 4$), то использование алгоритма на рисунке 4.8 для обоснования необходимости и выбора пути отстройки критических частот этого агрегата приводит к выдаче на печать информации «Отстройку критических частот не производить».

6.2.8. Выбор способа корректировки дисбалансов барабана и приводного шкива

Корректировка дисбаланса в плоскостях коррекции изделия, производимая добавлением или удалением корректирующих масс, не должна нарушать работоспособность, снижать надёжность, прочность, удобство обслуживания и другие показатели качества функционирования ротационного агрегата.

В исходной конструкции барабана измельчителя 1 комбайна «Acros 530», необоснованно рассматриваемого как жесткий ротор, была предусмотрена корректировка дисбалансов установкой корректирующих грузов в отверстиях дисков 4 у опор агрегата (рисунок 6.1, б). При этом в технических условиях и спецификации на изготовление барабана регламентировано число установленных на дисках

корректирующих грузов определенной конструкции и массы. Такая регламентация, не связанная с анализом значений начальных дисбалансов в плоскостях коррекции ротационного агрегата, не имеет смысла. Благодаря ней может необоснованно отправляться в брак значительная доля кондиционных сбалансированных изделий или (вполне обоснованно) заставить производителей игнорировать эту регламентацию конструктора.

С обоснованием сборочной единицы *I* рассматриваемого агрегата как квазижесткого с плоскостями коррекции, отстоящими от опор на расстоянии $A = C = 624$ мм (п. 6.2.6 и рисунок 6.1, б), корректировку дисбалансов в них необходимо производить приваркой корректирующих грузов (пластин) к трубе так, чтобы:

- центр масс приваренных к трубе грузов на угле корректировки располагался в плоскостях коррекции, определенных найденными значениями *A* и *C*;
- приваренные к трубе грузы не мешали свободному провороту шарнирных ножей.

Заметим, что технолог, обеспечивая выполнение этих требований и необходимую точность балансировки на эксплуатационной скорости вращения агрегата, разрабатывает технологический процесс его балансировки, который может в деталях отличаться от традиционной типовой двухплоскостной динамической балансировки (например, распределение корректирующих дисбалансов не по двум, а по нескольким плоскостям коррекции), обеспечивая тем самым снижение трудоёмкости этого процесса.

Динамическая балансировка приводного шкива требует использования двух плоскостей коррекции на каждом из его торцов. Предложенные изменения в конструкции этого шкива (поз. 145.14.02.040СБ) предусматривают введение второй плоскости коррекции с балансировочным приливом в виде полукольца на ободке шкива, расположенного противоположно флажку отметчика оборотов. Корректировку дисбалансов в обеих плоскостях коррекции необходимо осуществлять сверлением отверстий в приливах. Диаметр сверла и глубина сверления те же, что оговорены в технических условиях исходного чертежа шкива.

6.2.9. Диагностика качества балансировки барабана на полнокомплектном комбайне

Учитывая значительное влияние неуравновешенности рассматриваемого агрегата на показатели качества его функционирования в составе комбайна (это было подчеркнуто в п. 6.2), а также то, что балансировка этого агрегата на имеющемся оборудовании может производиться на скорости не более чем $\omega_{\delta \max} = 115,19 \text{ с}^{-1}$ (п. 6.2.1), которая значительно ниже максимальной эксплуатационной скорости $\omega_{\text{э max}} = 371,8 \text{ с}^{-1}$, необходимо ввести при заводских испытаниях собранного полнокомплектного комбайна диагностику качества балансировки этого агрегата на эксплуатационной скорости его вращения. Это должно быть отражено в чертёжной документации на машину в технических условиях на её приёмку.

6.2.10. Мероприятия по обеспечению уравновешенности барабана в эксплуатации и при ремонте

Характерным для эксплуатации любой модели зерноуборочного комбайна с измельчителем соломы является интенсивный износ рабочих элементов (ножей) барабана измельчителя и необходимость частой их замены в эксплуатации. Уравновешенность барабана при этом будет обеспечена лишь в случае, если в условиях производства и эксплуатации рабочие элементы барабана, установленные в диаметрально противоположных его точках, подобраны по массе с определенным допуском. Обоснование значения этого допуска произвели с использованием разработанной в ДГТУ (на кафедре «Теория механизмов и машин») методики разбиения области значений масс рабочих элементов на классы (весовые группы) [57, 72, 77]. В качестве исходных данных для проведения расчётов по этой методике использовали:

- $m_{\text{э min}} = 0,267 \text{ кг}$, $m_{\text{э max}} = 0,338 \text{ кг}$ – минимальное и максимальное значения массы рабочего элемента (по данным завода «Ростсельмаш», отражённым на чертеже этого элемента поз. РСМ-106.14.62.120СБ);

- $D_{\text{допр}} = D_{\text{ст доп1}} = 0,453 \text{ кгсм}$; $R = R_{\text{э}} = 17 \text{ см}$; $t = n_k = 20$; $s = n_j = 4$ – эти данные введены в п. 6.2.1.

Определив оценку среднего квадратического отклонения значений масс рабочих элементов как $\sigma_{(m)} = (m_{\text{э max}} - m_{\text{э min}}) / 6 = 0,012$ кг, с использованием [57] – уравнение (18), нашли $S_p = 0,01035$. Обращаясь к материалам работы [72], для найденного значения S_p определили число классов разбиения области значений масс рабочих элементов $n_o = 12$. Поскольку найденное $n_o > 6$, эту область разделили на 12 равноотстоящих классов (весовых групп), как это показано в таблице 6.1.

В комплектующие и в запчасти к комбайнам должны поставляться комплекты из двух ножей, относящихся к одному классу. При выходе в процессе эксплуатации из строя одного из ножей, его и диаметрально противоположный одновременно заменяют ножами из этого комплекта. При отсутствии в эксплуатации такого комплекта заменяемую пару ножей подгоняют по массе из имеющихся ножей удалением материала с более тяжелого в специально предусмотренных конструкцией ножа местах.

Если в эксплуатации произошла деформация вала барабана, то после его ремонта обязательно требуется балансировка барабана, которую целесообразно проводить с помощью балансировочного комплекта непосредственно на машине (п. 5.5).

Таблица 6.1 – Весовые группы подбора рабочих элементов барабана измельчителя комбайна «Acros530» по массе

№ класса (весовой группы)	Масса, кг	№ класса (весовой группы)	Масса, кг
I	0,267–0,272	VII	0,303–0,308
II	0,273–0,278	VIII	0,309–0,314
III	0,279–0,284	IX	0,315–0,320
IV	0,285–0,290	X	0,321–0,326
V	0,291–0,296	XI	0,327–0,332
VI	0,297–0,302	XII	0,333–0,338

Выполнение отмеченных требований гарантирует уравновешенность барабана измельчителя зерноуборочного комбайна в течение всего срока его эксплуатации.

6.2.11. Требования к балансировке барабана в его чертёжной документации

Эти требования формулируем в соответствии с рекомендациями, изложенными в [62, 63]. Сводятся эти требования к следующим.

- В технических условиях на полнокомплектную машину необходимо указать: «Барабан измельчителя РСМ-142.14.00.000 должен быть отбалансирован по 5-му классу точности (МС ИСО 1940, ГОСТ 22061). Допустимое значение главного вектора дисбалансов $D_{\text{ст доп}} = 4,88$ гм. Качество балансировки на комбайне проверить при заводских испытаниях средствами диагностики».

- В технических условиях на барабан РСМ-10Б.14.62.020СБ необходимо указать: «Балансировать динамически на низкой частоте как квазижесткий ротор с плоскостями коррекции, отстоящими от центров опор на расстоянии $A = C = 624 \pm 2$ мм. Допустимое значение главного вектора дисбалансов на эксплуатационной скорости: $D_{\text{ст доп}} = D_{\text{ст доп1}} = 4,53$ гм. Корректировку дисбалансов производить приваркой балансировочных пластин к трубе. Допускается распределение корректирующей массы в каждой из плоскостей коррекции по нескольким плоскостям приведения с расположением их общего центра масс в плоскости коррекции на требуемом угле коррекции. Корректирующие грузы не должны препятствовать свободному проворачиванию ножей (поз. РСМ-10Б.14.62.120СБ). Ножи устанавливать из одной весовой группы на любые два диаметрально противоположных ушка».

- В технологических условиях на шкив 145.14.02.040СБ необходимо указать: «Балансировать динамически на низкой частоте как жесткий ротор с плоскостями коррекции на торцовых приливах шкива. Допустимое значение главного вектора дисбалансов: $D_{\text{ст доп}} = D_{\text{ст доп2}} = 0,53$ гм. Корректировку производить сверлением балансировочных приливов по торцам шкива. Допускается фрезерование этих приливов».

- В технических условиях на нож РСМ-10Б.14.62.120СБ привести таблице 6.1.

Представленные выше обоснования были выполнены для ООО «КЗ «Ростсельмаш» при работе над темой «Разработка нормативов технологии балансировки барабана измельчителя комбайна «Acros 530» и настройка балансировочного оборудования» [68] на договорных условиях. Основные результаты этой разработки внедрены в конструкцию рассматриваемого агрегата (Приложение 1).

6.3. Обоснование технологических нормативов балансировки барабана измельчителя комбайна «Acros 530»

В полном объёме это обоснование требует решения всех задач, предусмотренных блоками алгоритма на рисунке 1.3 и решенных как в настоящей работе, так и в иных исследованиях. Данными для решения этих задач применительно к рассматриваемому объекту – барабану измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros 530» – является проектная документация на балансируемые сборочные единицы $i = 1, 2$ этого агрегата (рисунок 6.1, б), содержащая требования к их уравниваемости в эксплуатации и конструктивные нормативы их балансировки.

Решая здесь технологические вопросы балансировки только рассматриваемого агрегата комбайна, полагаем $n = 2$ и в цикле по i (рисунок 1.3) последовательно решаем эти задачи для каждой из сборочных единиц этого агрегата.

6.3.1. Технологические нормативы балансировки барабана РСМ-10Б.14.62.020СБ

По чертёжной документации барабана установили исходные данные для расчёта: $u = 1$ – барабан балансировать динамически; $q = 1$ – имеет малые отклонения геометрии из-за наличия шарнирных рабочих элементов (ножей); корректировка дисбалансов барабана не автоматическая; для балансировки используется типовое оборудование; диагностика качества балансировки требуется.

Решая все задачи блоков алгоритма на рисунке 1.3, нашли:

- Допустимые дисбалансы барабана в плоскостях коррекции, определенные в п. 6.2.3 – $D_{\text{доп1}} = D_{\text{доп2}} = 2,27$ гм.

- В соответствии с чертежом барабана он должен проходить низкочастотную балансировку в двух плоскостях коррекции, отстоящих от опор на расстояниях $A = C = 624 \pm 2$ мм. Такая балансировка осуществляется по обобщенной базовой технологии (п. 5.2.1) на минимальной скорости $\omega_{\delta} = 52,36$ с⁻¹.

Достаточно высокая точность балансировки, которая не может быть достигнута на используемом для балансировки барабана станке (п. 6.2.1) из-за значительных по величине начальных дисбалансов, потребовала дополнения этой технологии. Оно сведено к проведению на том же станке дополнительной балансировки по той же

типовой технологии в двух плоскостях коррекции $j = 3,4$ на дисках 4 (рисунок 6.1, б) с точностью $D_{\text{доп3}} = D_{\text{доп4}} = 1$ гм на скорости $\omega_{\delta} = \omega_{\delta \text{ max}} = 115,19 \text{ с}^{-1}$. Этим достигается дополнительная гарантия уравновешенности барабана на скорости $\omega_{\delta \text{ max}} = 371,8 \text{ с}^{-1}$.

- Наличие шарнирных ножей ($q = 1$) потребовало уточнения значения скорости $\omega_{\delta} = \omega_{\delta \text{ min}}$ ($n_{\delta} = n_{\delta \text{ min}}$) низкочастотной (грубой) балансировки. Используя для этого материалы п. 5.2.3 и алгоритм на рисунок 5.5 настоящего исследования, а также необходимые для расчётов по нему исходные данные: $m = n_j = 4$; $n_{\delta} = 20$; $m_{\delta} = 0,338$ кг; $R = 0,115$ м; $r = 0,055$ м; $d_{\text{ш}} = 0,018$ м; $f = 0,15$; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, $D_{\text{ст доп}} = D_{\text{ст доп1}} = 4,53 \cdot 10^{-3}$ кгм (последнее определено в п. 6.2.3, остальные приведены в п. 6.2.1), расчётами на ЭВМ получили $\omega_{\delta B} = 49,07 \text{ с}^{-1}$ и на печать ЭВМ было выдано: «Принять $\omega_{\delta} = 52,36 \text{ с}^{-1}$ » как ближайшее большее к $\omega_{\delta B}$ и кратное $10,47 \text{ с}^{-1}$ ($n_{\delta} = 500 \text{ мин}^{-1}$). Эти расчёты подтвердили правильность предварительно принятого значения $\omega_{\delta} = \omega_{\delta \text{ min}}$ (п. 6.2.1).

- Практически предельные значения корректирующих масс в плоскостях коррекции барабана, отстоящих от опор на расстояниях $A = C = 624 \pm 2$ мм, определяем, используя материалы п. 5.2.4 и алгоритм на рисунке 5.6 настоящего исследования. Исходными для расчётов по отмеченному алгоритму являются: $G = 2$ – класс ротора по критерию «гибкость», обоснованный в п. 6.2.6; $m = m_{\delta} = 105,2$ кг – масса балансируемой сборочной единицы; $y_{1 \text{ max}} = 1,17$ мм – практически предельное значение стрелы исходного искривления оси барабана (трубы) по первой собственной форме (найдено по (4.39)); $n = 1$ – номер собственной формы, по которой осуществляется балансировка барабана ($\omega_{\delta \text{ max}} < \omega_{\text{кр1}}$); $R_{k1} = R_{k2} = 84$ мм – радиус расположения центров масс пластин, привариваемых к трубе в плоскостях коррекции, отстоящих от опор на расстоянии $A = C = 624 \pm 2$ мм. В результате расчётов на ЭВМ по отмеченному алгоритму получили

следующую информацию, выданную на печать ЭВМ:
$$\begin{bmatrix} j \\ m_{kj \text{ пр}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 3 \\ 808,3 & 808,3 & 0 \end{bmatrix},$$

где $m_{kj \text{ пр}}$ – практически предельное значение точечной корректирующей массы в j -й ($j = 1,2$) плоскости коррекции, г.

- Дискретизацию номинальных значений масс корректирующих элементов (пластин) производили с использованием материалов п. 5.2.5 и алгоритма на рисунке 5.8 настоящей работы. В качестве исходных для проведения расчётов на ЭВМ по этому алгоритму ввели: массив $\{i, t_i\}$ по п. 5.2.5, а также $n_k = 2$ – число плоскостей коррекции

барабана; для каждой из плоскостей коррекции, отстоящей от опор на расстоянии $A = C = 624$ мм, ввели их равные по значениям характеристики $D_{\text{доп1}} = D_{\text{доп2}} = 2,27$ гм (п. 6.2.3); $D_{k1\text{пр}} = D_{k2\text{пр}} = 67,9$ гм; $R_{k1} = R_{k2} = 84$ мм. По результатам расчётов получили выданные на печать значения масс типоразмеров корректирующих элементов для обеих

плоскостей коррекции: $\begin{bmatrix} i \\ m_{ki} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 3 \\ 54 & 162 & 270 \end{bmatrix}$, где m_{ki} – в г, с допуском ± 3 г.

С приведенными массами были рассчитаны размеры стальных пластин трёх типов, которые используются при грубой балансировке на скорости $\omega_{\delta} = 52,36 \text{ с}^{-1}$. Для точной балансировки в плоскостях коррекции на дисках 4 (рисунок 6.1, б), выполняемой на скорости $\omega_{\delta} = \omega_{\delta\text{max}} = 115,19 \text{ с}^{-1}$, корректировку осуществляем установкой шайб болтовым соединением в отверстиях дисков. Расчёт масс этих шайб осуществили по тому же алгоритму, используя следующие данные: тот же массив $\{i, t_i\}$ по п. 5.2.5; $n_k = 2$; $D_{\text{доп1}} = D_{\text{доп2}} = 1$ гм; $R_{k1} = R_{k2} = 0,155$ м; $D_{k1\text{пр}} = D_{k2\text{пр}} = 3 \cdot D_{\text{доп1,2}} = 3 \cdot 2,27 = 6,81$ гм, где $D_{\text{доп1,2}}$ определены в п. 6.2.3. По результатам расчётов получили выданные на печать значения масс типоразмеров корректирующих элементов для обеих плоскостей

коррекции на дисках у опор барабана: $\begin{bmatrix} i \\ m_{ki} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 2 \\ 13 & 39 \end{bmatrix}$, где m_{ki} – в г, с допуском ± 2 г.

С приведенными массами были найдены размеры болтовых соединений с шайбами, которые и используются при точной балансировке барабана на скорости $\omega_{\delta} = 115,19 \text{ с}^{-1}$.

- Корректировка дисбалансов во всех плоскостях коррекции при грубой и точной балансировке – неавтоматическая.
- Для балансировки барабана используется типовой балансировочный станок фирмы SchenckRoTecGmbH, характеристики которого приведены в п. 6.2.1.
- Проектирование оснастки сведено к разработке конструкции и изготовлению переходной муфты, соединяющей карданный привод балансировочного станка с балансируемым барабаном.
- Оформление технологического процесса балансировки барабана сведено к заполнению принятых на заводе «Ростсельмаш» технологических карт.
- В соответствии с требованиями чертёжной документации (п. 6.2.11) для измелителя необходимо ввести диагностику качества балансировки его в собранном

состоянии на комбайне. Для её реализации следует использовать балансировочный комплект, разработанный и созданный на основе применения результатов настоящего исследования (п. 6.6).

6.3.2. Технологические нормативы балансировки шкива 145.14.02.040СБ

По чертёжной документации шкива установили исходные данные для расчёта: $u = 1$ – шкив балансировать динамически; $q = 0$ – шкив имеет неизменяемую геометрию; корректировка дисбалансов шкива не автоматическая; для балансировки используется типовое оборудование; диагностика качества балансировки шкива не требуется. Решая все задачи блоков алгоритма на рисунке 1.3, нашли:

- Допустимые дисбалансы в плоскостях коррекции $D_{\text{доп1}} = D_{\text{доп2}} = 0,5 D_{\text{доп}} = 0,17$ гм, где $D_{\text{доп}} = 0,35$ гм обосновано в п. 6.2.6.

- Так как рассматриваемый шкив является жёстким, он должен проходить балансировку по обобщенной базовой технологии (п. 5.2.1) на скорости $\omega_{\delta} = 52,36 \text{ с}^{-1}$ с корректировкой дисбалансов в плоскостях торцов шкива, собранного с флажком отметчика оборотов и закрепленного на оправке клеммовым соединением.

- Практически предельные значения корректирующих масс в плоскостях коррекции шкива по его торцам находим расчётами по алгоритму на рисунке 5.6. Исходными при этом являются: $G = 1$; $m = 8,1$ кг; $n = 1$; $y_{1\text{max}} = 0$ – шкив жёсткий; $R_k = R_{kj} = 85$ мм для всех j . В результате расчётов на ЭВМ по отмеченному алгоритму на

печать было выдано следующее: $\begin{bmatrix} i \\ m_{kj\text{пр}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 3 \\ 219 & 219 & 0 \end{bmatrix}$, где $m_{kj\text{пр}}$ выражается в г.

- Корректировка дисбалансов в каждой из плоскостей коррекции шкива осуществляется сверлением отверстий по торцам шкива на специально предусмотренных для этого балансировочных приливах. Поэтому дискретизация номинальных значений масс корректирующих элементов – отверстий диаметром d и длиной $l = 20$ мм (высота приливов) с перемычками между отверстиями $\delta = 0,1d$ – сводим к обоснованию диаметра d сверла. Делаем это с использованием зависимости

$$(5.58), \text{ в которой принимаем: } m_{kj\text{max}} = \frac{\pi d^2}{4} \gamma \left(l + \frac{d}{6\sqrt{3}} \right) = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 7,1 \cdot 10^{-3} \left(20 + \frac{d}{6\sqrt{3}} \right),$$

где $\gamma = 7,1 \cdot 10^{-3}$ г/мм³ – плотность материала шкива; $n_j = 2entier \frac{\pi R_{kj}}{1,1d} = 2entier \frac{\pi \cdot 85}{1,1d}$;

$$A = m_{kjnp} \left(\sum_{i=1}^{0,5n_j-1} \sin \frac{2\pi i}{n_j} \right) = 219 \left(\sum_{i=1}^{0,5n_j-1} \sin \frac{2\pi i}{n_j} \right).$$

Расчётами установили, что условию $m_{kj\max} \geq A$ удовлетворяет значение $d = 12$ мм, при котором $m_{kj\max} = 17$ г, $A = 16,67$ г.

Таким образом, корректировку дисбалансов в обеих плоскостях коррекции на торцах шкива необходимо осуществлять сверлением отверстий сверлом $d = 12$ мм на окружности радиусом $R_{kj} = 85$ мм.

- Балансировку шкива можно выполнять на имеющемся типовом балансировочном станке модели МС 9344 инв. №81310 в МСК-1 завода «Ростсельмаш».

- Проектирование оснастки свелось к разработке конструкции специальной балансировочной оправки, на которой с помощью клеммового соединения закрепляется балансируемый шкив и которая имеет присоединительный элемент (полумуфту) для связи со шпинделем (карданным валом) балансировочного станка.

- Оформление технологического процесса балансировки шкива сведено к заполнению принятых на заводе «Ростсельмаш» технологических карт.

- Диагностика качества балансировки шкива не требуется.

Представленные выше обоснования технологических нормативов балансировки барабана измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros 530» (как и обоснования конструктивных нормативов его балансировки) были выполнены для ООО «КЗ «Ростсельмаш» на договорных условиях при разработке темы «Разработка нормативов технологии балансировки барабана измельчителя комбайна «Acros 530» и настройка балансировочного оборудования» [68]. Основные результаты этого исследования внедрены в технологию изготовления этого барабана (Приложение 1).

6.4. Модернизация балансировочных станков

Имеющееся на многих предприятиях балансировочное оборудование (в частности наиболее распространенные в нашей стране станки Минского станкостроительного производственного объединения (МСПО), станки фирмы Schenck и др.) имеют

аналоговую измерительную систему, элементы которой достаточно быстро выходят из строя и зачастую не подлежат замене. Это крайне затрудняет и даже делает практически невозможным использование таких станков.

Характерно, что практически все заводы-изготовители балансировочных станков (в частности МСПО) не осуществляют ремонт и замену измерительных систем станков своего производства. Они предлагают приобретать новое оборудование. Значительная стоимость последнего заставляет потребителей искать пути восстановления и модернизации физически и морально устаревших измерительных систем имеющихся у них балансировочных станков, механическая часть которых остаётся работоспособной.

С описанной ситуацией столкнулись в ООО «ПК «НЭВЗ» (г. Новочеркасск), где оказался неработоспособным станок МС-9356-1, используемый для балансировки роторов тяговых двигателей электровозов; в ООО «КЗ «Ростсельмаш» (г. Ростов-на-Дону), где потребовался ремонт и модернизация измерительных систем балансировочных станков МС-9535 (инв. № 81310 в МСК-1), МС-9344 (инв. № 98603 в СОК-2), используемых для балансировки режущих барабанов кормоуборочных комбайнов и битеров зерноуборочных комбайнов. Модернизация этих станков осуществлена научным отделом кафедры «Теория механизмов и машин» ДГТУ на договорных условиях путём внедрения результатов настоящего исследования (пп. 5.3.1–5.3.3) (Приложения 2–3).

Техническим заданием на модернизацию каждого из отмеченных балансировочных станков было предусмотрено:

- разработка конструкции, программного обеспечения, приобретение материалов и комплектующих, сборка и отладка цифровой измерительной системы балансировочного станка на базе использования промышленного компьютера;
- разработка конструкции, приобретение комплектующих, сборка и отладка модернизированного частотно-регулируемого привода станка;
- демонтаж имеющихся на балансировочном станке привода и измерительной системы;
- монтаж на станке нового привода, системы его управления и цифровой измерительной системы;
- отладка и настройка цифровой измерительной системы станка для балансировки заданной номенклатуры изделий;

- разработка методики, алгоритма и программы для ЭВМ по корректировке дисбалансов;

- разработка методики переналадки станка на балансировку нового изделия;

- осуществление авторского надзора и гарантийного обслуживания модернизированного станка в течение года с момента ввода в эксплуатацию.

Основные технические требования к балансировочному станку после его модернизации сводились к следующим:

- точность измерения значения дисбаланса в каждой из плоскостей коррекции – 0,6 гм;

- точность измерения угла дисбаланса в каждой из плоскостей коррекции – $\pm 0,1^\circ$;

- управление приводом должно обеспечивать безударный динамический разгон и торможение вращения балансируемого изделия;

- балансировка изделия должна осуществляться не более, чем за 3 пуска станка (включая контрольный);

- станок может переналаживаться на балансировку любого другого изделия;

- станок комплектуется тарировочным (эталонным) ротором, сбалансированным по нулевому классу точности (МС ИСО 1940), для осуществления диагностики и поверки его измерительной системы;

- должна быть предусмотрена распечатка сертификатов качества балансировки каждого изделия.

Заметим, что эти требования жёстче и шире требований, предъявляемых к модернизируемым балансировочным станкам в исходном заводском их исполнении. Выполнение этих требований, наряду с обеспечением высокой надёжности работы станка, было достигнуто использованием самых современных комплектующих (Приложения 2–3 – Акты выполнения работ по модернизации станков).

На рисунках 6.2–6.3 представлены примеры балансировочных станков, для которых была проведена модернизация. Их использование позволило более чем в три раза снизить трудоёмкость балансировки при гарантированном обеспечении требуемого (и согласованного с мировым [53] и отечественным [23] стандартами) качества балансировки изделий. К настоящему времени такая модернизация балансировочного оборудования выполнена на десяти станках.



Рисунок 6.2 – Модернизированный балансировочный станок МС-9344 (инв. № 98603)
в СОК-2 ООО «КЗ «Ростсельмаш»



Рисунок 6.3 – Модернизированный балансировочный станок МС-9535
(инв. № 81310 в МСК-1 ОАО «КЗ «Ростсельмаш»)

6.5. Создание балансировочных станков нового поколения

Помимо модернизации существующих конструкций балансировочных станков результаты проведенных исследований позволили сначала разработать типовую конструкцию дорезонансного балансировочного станка нового поколения, создать и внедрить на договорных условиях два таких станка и один станок изготовить для достижения учебно-научно-производственных целей функционирования научной лаборатории кафедры «Теория механизмов и машин» (ТММ) ДГТУ – создателя всех этих станков.

Отличие созданных на кафедре балансировочных станков от их аналогов, произведенных ведущими отечественными и зарубежными фирмами, состоит в следующем:

- они имеют значительно меньшую массу из-за использования не массивных литых, а облегчённых сборочных конструкций рамы и опорных стоек, изготавливаемых из стандартного проката;
- отсутствуют комплекующие станок громоздкие электрические шкафы, содержащие систему управления приводом станка и аналоговую измерительную систему;
- используется частотно-регулируемый привод от асинхронного электродвигателя, позволяющий в широком диапазоне варьировать скорость вращения балансируемого изделия при отсутствии ударов при пуске и торможении;
- используется цифровая измерительная система с реализацией новых методик по пп. 5.3.2–5.3.4 на компьютере в промышленном исполнении ААЕОНFЕС-6850, комплекующем станок;
- для визуализации ввода и вывода информации использован сенсорный монитор 17' в металлическом корпусе и защищённом исполнении, установленный для удобства оператора на поворотной стойке.

Все созданные на кафедре ТММ ДГТУ балансировочные станки удовлетворяют тем же техническим требованиям, что сформулированы в п. 6.4 для модернизируемых станков и которые превосходят технические характеристики станков, выпускаемых ведущими отечественными и зарубежными фирмами. Они имеют более низкую себестоимость, более высокую надёжность. Их использование даёт тот же эффект,

которым отмечается в п. 6.4 работа модернизированных станков. Всё это и позволяет отнести созданные кафедрой ТММ ДГТУ балансировочные станки к станкам нового поколения.

На рисунке 6.4 представлен балансировочный станок DBR-4-400-3800 (4 – число опор балансировочного станка, 400 кг – наибольшая масса балансируемого изделия; 3800 – наибольшее расстояние между опорами).



Рисунок 6.4. Балансировочный станок DBR-4-400-3800, установленный в научной лаборатории кафедры ТММ ДГТУ

Он установлен в лаборатории отдела «Динамика приводов, вибрации и диагностика качества машин» Управления научных исследований (УНИ ДГТУ), функционирующего при кафедре ТММ ДГТУ, и находит широкое применение в учебно-лабораторном практикуме по курсу «Теория механизмов и машин»; используется как объект проверки всех научных разработок кафедры в области балансировки и совершенствования балансировочного оборудования; используется для балансировки самых различных изделий по заказам предприятий.

На рисунке 6.5 показан балансировочный станок DBR-300-1800, изготовленный в ДГТУ и поставленный в ООО «Новатор-Плюс» (Приложение 4). Используется этот станок для балансировки широкой номенклатуры деталей и сборочных единиц, изготавливаемых и поставляемых данным предприятием в запчасти к сельскохозяйственной технике.



Рисунок 6.5 – Балансировочный станок DBR-300-1800, изготовленный в ДГТУ и установленный в ООО «Новатор-Плюс»

В 2012 г. автором совместно с ДГТУ было организовано малое инновационное предприятие ООО «Энсет», осуществляющее внедрение результатов исследования и выполнившее по отмеченным направлениям работы общим объемом на сумму более 230 млн руб. В 2012–2013 гг. выполненные ООО «Энсет» работы представлены в Приложении 12. К настоящему времени по заказам предприятий осуществлено изготовление 142 балансировочных станков нового поколения, поставленных на рынки РФ, стран СНГ и дальнего зарубежья.

На рисунке 6.6 представлен балансировочный станок DBR-3000, относящийся к серии моделей универсальных балансировочных станков, производимых ООО «Энсет» в настоящее время. Этот станок используется для прецизионной балансировки большой номенклатуры двухопорных роторов самого различного назначения массой до 3000 кг.

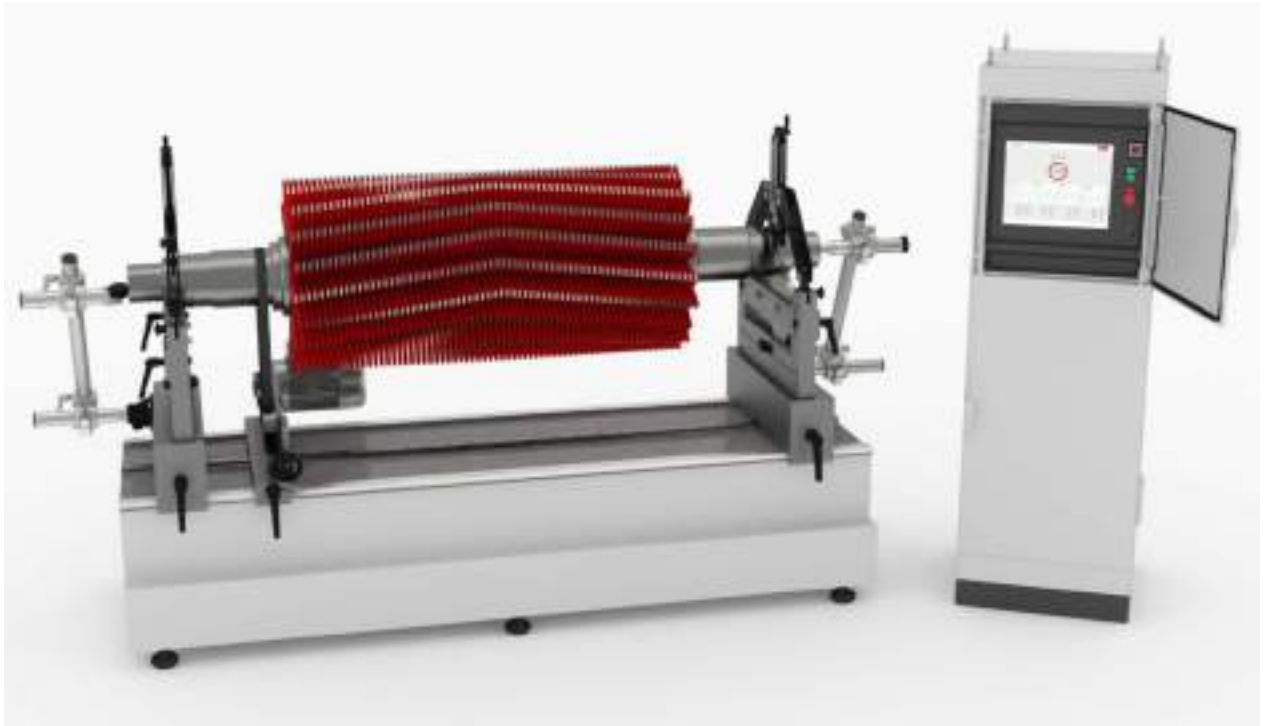


Рисунок 6.6 – Универсальный балансировочный станок нового поколения DBR-3000, производимый малым инновационным предприятием ДГТУ – ООО «Энсет»

Необходимо заметить, что как станки, прошедшие модернизацию, так и созданные вновь на протяжении всего срока эксплуатации характеризуются безотказностью в работе и полностью отвечают всем заявленным техническим требованиям к их функционированию. Ни одной рекламации к их работе не поступало. Все они безотказно и эффективно работают, не теряя своих преимуществ перед отечественными и зарубежными аналогами производства известных фирм.

6.6. Создание и использование балансировочного комплекта нового поколения

Балансировочный комплект нового поколения для балансировки изделия, установленного на машине, был изготовлен на кафедре ТММ ДГТУ по результатам исследований настоящей работы (п. 5.5). На рисунке 6.7 представлен этот комплект для балансировки в четырех плоскостях коррекции, где выделены его отдельные функциональные части: 1 – пьезоэлектрические датчики; 2 – бесконтактный оптический отметчик оборотов; 3 – многоканальный АЦП; 4 – ноутбук. Программное обеспечение для обработки массивов, полученных оцифровкой, реализует все новые методики,

созданные и апробированные в настоящей работе для выделения информативной гармоник в регистрируемом колебательном процессе, для идентификации дисбалансов изделия.



Рисунок 6.7 – Балансировочный комплект нового поколения «Vibrolab»

Созданный балансировочный комплект нашёл широкое практическое использование. С его помощью и представленной в п. 5.5 технологии реализованы:

- балансировка на месте карданных валов легковых (рисунок 6.8, Приложение 6) и грузовых (рисунок 6.9, Приложение 7) автомобилей. Эту балансировку осуществляли как в научной лаборатории кафедры ТММ ДГТУ, так и с выездом на место. В течение 2010–2018 гг. было отбалансировано более 3000 карданных валов автомобилей для частных лиц и предприятий;

- балансировка на месте вентиляторов проточно-отопительных систем в цехах завода «Ростсельмаш» (Приложение 8) и других предприятий. Заметим, что иного способа балансировки этих вентиляторов после их ремонта – кроме как с помощью

созданного балансировочного комплекта – не существует. Всего за 2007–2010 гг. было отбалансировано 8 таких вентиляторов;



Рисунок 6.8 – Балансировка карданного вала легкового автомобиля на месте



Рисунок 6.9 – Балансировка карданного вала грузового автомобиля на месте

- балансировка беговых барабанов стенда измерения мощности DYNOCOMDC-Tuner для ООО «Компания ТЕХНОЛОГИЯ МОЩНОСТИ», г. Иркутск (рисунок 6.10, Приложение 9). Помимо стоимости работы, данное предприятие оплатило командировочные расходы исполнителей;

- балансировка барабанов измельчителей зерноуборочных комбайнов «Claas» (Германия) и «Дон 1500Б», а также других машин (Приложение 10) по заказам сельхозпредприятий Ростовской области и Краснодарского края (были выполнены работы по трём таким заказам).



Рисунок 6.10 – Балансировка бегового барабана стенда измерения мощности DYNOCOMDC-Tuner

Таким образом, можно считать, что получен достаточно большой практический опыт эффективного использования разработанного в ДГТУ балансировочного комплекта. На X Международном салоне инноваций и инвестиций, проводившемся в Московском Гостином дворе, этот балансировочный комплект завоевал золотую медаль (Приложение 11). Всего ООО «Энсет» на данный момент реализовано 45 балансировочных комплектов нового поколения. Наряду с успешной работой модернизированных и созданных вновь балансировочных станков нового поколения,

представленное выше является самым убедительным аргументом достоверности научных результатов, полученных в настоящей работе и использованных в прикладных разработках.

Следует заметить, что работа над диссертацией была завершена автором в 2011 году. Последующие годы (вплоть до настоящего времени) автором были предприняты публикации, апробация и более широкое внедрение результатов исследований по этой диссертации.

6.7. Оценка эффективности реализации результатов исследования в балансировочном оборудовании

Созданные в работе уточненные модели неуравновешенности и динамики неуравновешенного ротора, методика математической фильтрации многочастотного колебательного процесса и другие результаты проведенных исследований, использованные в общем формализованном для реализации на компьютере алгоритме решения всего комплекса задач балансировки при проектировании, в производстве и ремонте ротационных агрегатов (роторов) машин любого назначения, были реализованы при решении этих задач для карданных передач. Работа эта выполнялась в ДГТУ под научным руководством и с использованием результатов автора настоящего исследования при участии его научного консультанта и аспиранта. Результаты этой работы представлены в монографии (О.А. Полушкин, О.О. Полушкин. Балансировка карданных передач. – М.: Инновационное машиностроение, 2020. – 176 с.).

Не приводя содержание этой монографии, остановимся на изложении представленной в ней экспериментальной оценки эффективности балансировки карданной передачи 2121-2201012-04 автомобиля «Нива» при существующих моделях неуравновешенности и колебаний карданной передачи и уточненных моделях, обоснованных в настоящей работе.

Балансировке подвергались 5 экземпляров испытуемой карданной передачи. Производили её на станке «Балкар-4500» конструкции ООО «Энсет-ДГТУ» - малого инновационного предприятия при ДГТУ – с точностью

$\Delta m_{\text{доп}} = 0,3$ г остаточной неуравновешенной массы в каждой из двух плоскостях коррекции $j = 1, 2$ на валу у карданных шарниров. Частота вращения при балансировке $n_{\delta} = 500$ мин⁻¹. Использованный балансировочный станок нового поколения является

универсальным и может настраиваться на различные модели неуравновешенности и колебаний балансируемого изделия, как рассмотренных в п. 1.5.1 настоящей работы, так и уточнённых в ней.

Точность определения значений m_{kjr} и углов φ_{kjr} размещения корректирующих масс составляло $\pm 0,01\text{г}$ и $\pm 0,1^\circ$ соответственно. При балансировке использовали съёмные корректирующие массы при их значении не менее 5 г. В противном случае использовали грузы из пластилина. Матрицы коэффициентов влияния (скалярных – без учета фазы – и векторных) строили по алгоритму, представленному в п. 3.7 настоящей работы с использованием одного экземпляра (под № 2) испытуемой карданной передачи.

При каждом r -м основном балансировочном цикле измерительной системой станка осуществлялся замер требуемых значений и углов размещения корректирующих масс в каждой j -й плоскости коррекции, подбор и установка этих масс. Последний замер, при котором фиксировались значения остаточных корректирующих масс, меньшие допустимых, являлся контрольным. Он не требовал корректировки, которая составляла основную часть технологического времени балансировочного цикла – до 10 мин. Реализованная программа эксперимента предусматривала настройку измерительной системы станка и балансировку каждой из 5-и карданных передач с использованием:

- матрицы скалярных коэффициентов влияния;
- матрицы векторных коэффициентов влияния;
- матрицы уточнения векторных коэффициентов влияния, формируемой по методике, представленной в упомянутой выше монографии.

При завершении каждого из этих циклов эксперимента корректирующие массы удалялись и карданные передачи оставались исходно неуравновешенными.

Результаты замеров и корректировки неуравновешенности испытуемых карданных передач для каждого из этапов эксперимента представлены в Приложениях 13, 14, 15. Анализ этих результатов показывает, что балансировка на существующих станках ведущих отечественных и зарубежных фирм, использующих модель колебаний опор неуравновешенного ротора на станке со скалярными коэффициентами влияния, требует 4-5 основных балансировочных циклов (без учёта

последнего контрольного замера), т.е. приблизительно 40-50 мин. основного технологического времени балансировки.

Балансировка тех же передач на станке нового поколения, использующего векторные коэффициенты влияния, учитывающие разность фаз возникающих воздействий от неуравновешенности и колебаний опор балансировочного станка, требует 2-3 основных балансировочных цикла (20-30 мин основного технологического времени).

Балансировка тех же объектов на станке нового поколения, использующего векторные коэффициенты влияния с уточненными недиагональными элементами их матрицы, требует 1-2 основных балансировочных циклов (10-20 мин основного технологического времени).

Рисунок 6.12 иллюстрирует результаты балансировки карданной передачи № 2 при различных моделях колебаний опор балансировочного станка от неуравновешенности

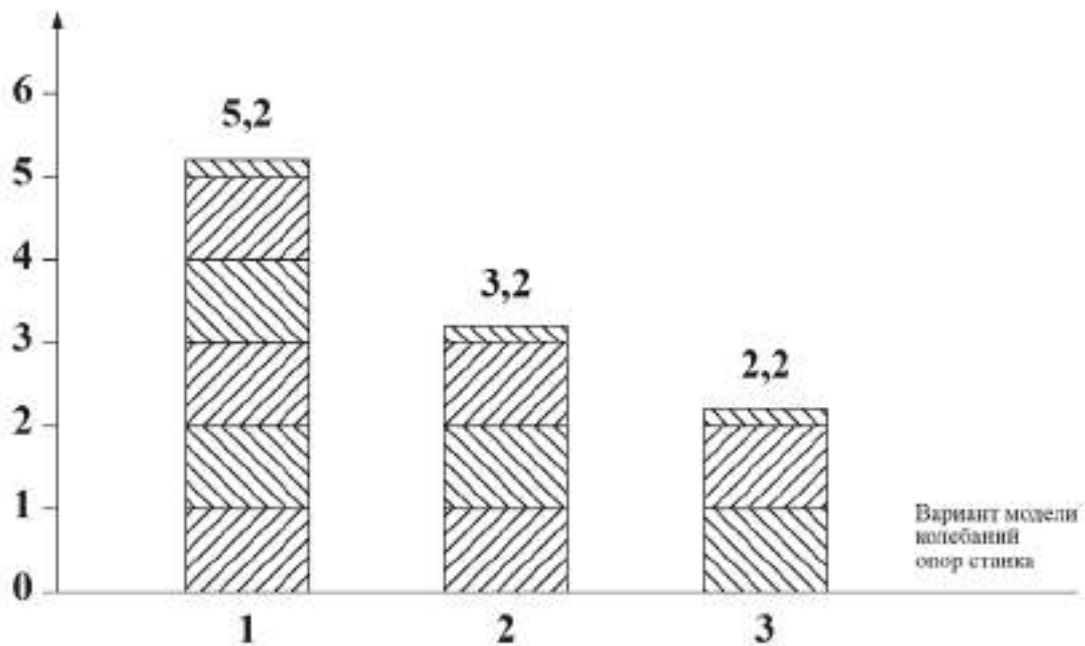


Рисунок 6.12 – Трудозатраты балансировки карданной передачи № 2 при различных моделях колебаний опор балансировочного станка:

- 1 – модель с использованием скалярной матрицы $[\bar{k}_{ij}]$ коэффициентов влияния;
- 2 – модель с использованием векторной матрицы $[\bar{k}_{ij}]$ коэффициентов влияния;
- 3 – модель с использованием уточненной векторной матрицы $[\bar{k}_{ij}]$ коэффициентов влияния.

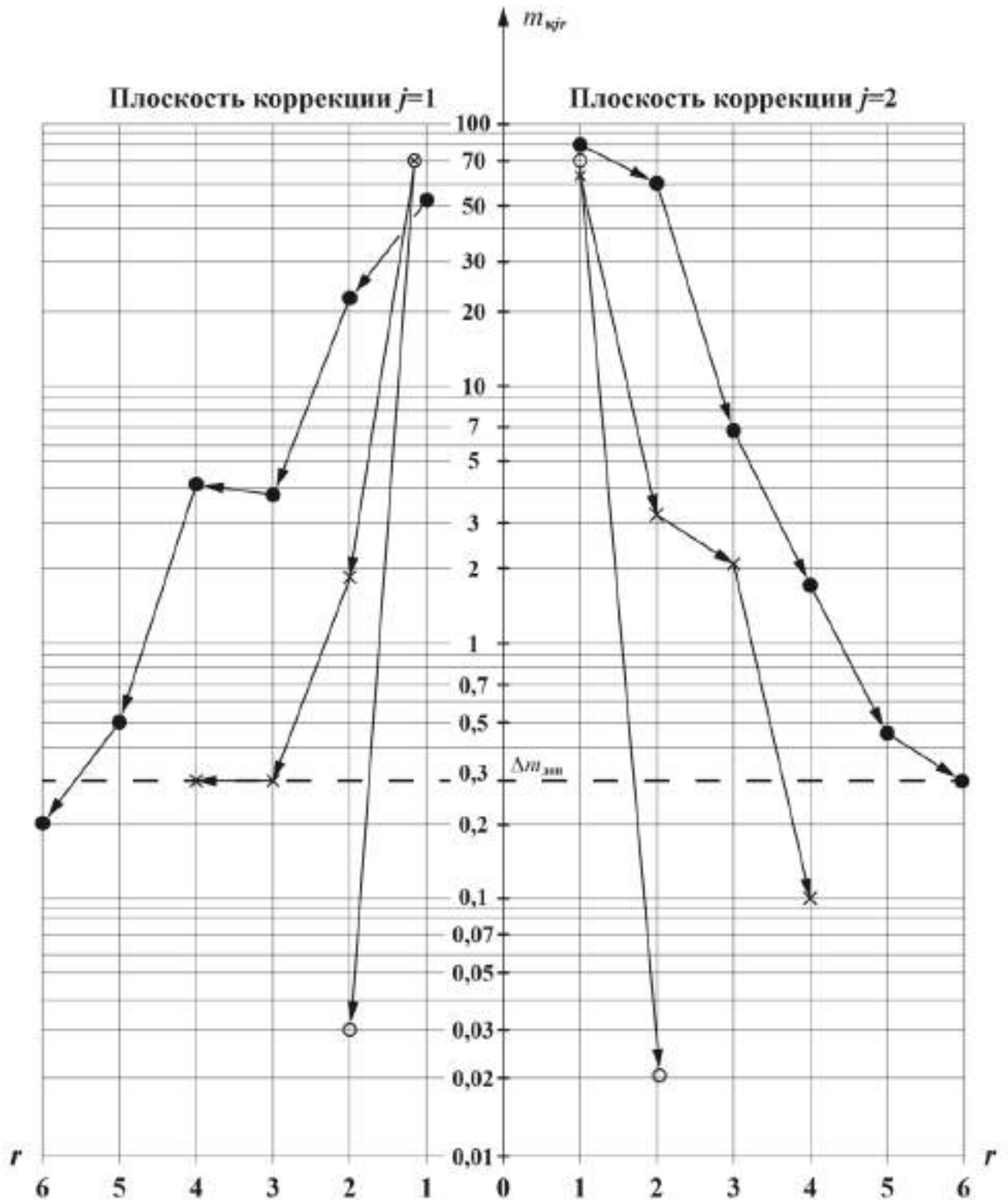


Рисунок 6.13 – Осредненное число r циклов балансировки карданных передач при различных моделях колебаний её опор на балансировочном станке:

- – модель с использованием скалярной матрицы $[\bar{k}_{ij}]$;
- × – модель с использованием векторной матрицы $[\bar{k}_{ij}]$;
- – модель с использованием уточненной векторной матрицы $[\bar{k}_{ij}]$.

балансируемого изделия. Из него следует, что использование уточненной матрицы векторных коэффициентов влияния обеспечивает повышенное качество балансировки передачи за один основной балансировочный цикл. С использованием скалярных коэффициентов влияния требуемое качество балансировки $\Delta m_{\text{доп}} = 0,3$ г обеспечивается за 5 балансировочных циклов, а повышенная точность не может быть достигнута.

Рисунок 6.13 представляет осредненные результаты эксперимента – число r циклов балансировки карданных передач (с учётом контрольного замера) при различных моделях колебаний опор балансировочного станка. Из него следует, что использование векторных коэффициентов влияния в 3,5 раза снижает трудозатраты балансировки изделия.

Изложенное наглядно иллюстрирует эффективность использования разработок настоящего исследования (моделей и алгоритмов) в снижении трудозатрат балансировки минимум на 50%, (а максимум в 5 раз) за счет повышения адекватности этих моделей, оцениваемой точностью измерения значений и углов начальных дисбалансов балансируемого изделия.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ

1. Широкая многолетняя (2007–2018 гг.) апробация и внедрение прикладных разработок, полученных с использованием новых результатов фундаментальных научных исследований, выявили высокую эффективность использования таких разработок, что служит средством неопровержимого доказательства достоверности, научной и практической ценности проведенного исследования. Аргументацией этого посредством использования новых методик проектных и технологических расчётов по балансировке барабана измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros 530», проведения модернизации, изготовления и использования балансировочного оборудования (балансировочных станков и комплектов) нового поколения и служат материалы исследования по настоящей главе.

2. Обоснованное решение всего комплекса вопросов балансировки при проектировании барабана измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros 530» и внедрение полученных результатов в конструкцию этого агрегата позволило отвергнуть ошибочное его представление как жёсткого ротора. Обоснование этого агрегата как

квазижесткого ротора предопределило необходимость использования особого метода его балансировки, в значительной мере отличающегося от рекомендованного ранее как для жесткого ротора. Это позволило уже на проектной стадии создания рассматриваемого барабана обоснованно рекомендовать метод низкочастотной балансировки, обеспечивающий его уравновешенность на эксплуатационной скорости вращения. Это подчёркивает достоверность, научную и практическую ценность результатов исследования по разработке методических основ проектирования уравновешенных конструкций ротационных агрегатов машин.

3. Обоснование и внедрение технологии и технологических нормативов балансировки сборочных единиц (ротора и приводного шкива) барабана измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros 530» позволило гарантировать эксплуатационную уравновешенность этого агрегата и ликвидировать чрезвычайно высокий уровень генерируемых им вибраций, который имел место до предложенной технологии балансировки и её нормативов. Этим аргументируется достоверность, научная и практическая ценность результатов проведенных исследований по разработке технологических аспектов балансировки ротационных агрегатов машин.

4. Модернизация и изготовление балансировочных станков нового поколения, выполненные для ряда предприятий; разработка, изготовление и широкое практическое использование балансировочного комплекта нового поколения – всё это выполнено по результатам проведенного исследования и показало высокую экономическую и техническую эффективность и заинтересованность предприятий в их использовании. Этим подчёркивается достоверность, научная и практическая ценность результатов настоящего исследования, посвященного созданию новых технических средств балансировки, снижающих трудозатраты балансировки изделий в среднем в 3,5 раза.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Теоретическое рассмотрение динамики ротационного агрегата в виде нежёсткого ротора, имеющего исходное пространственное искривление оси по $n = 1, 2, 3, \dots$ собственным формам, позволило установить и аналитически описать закономерности упругой деформации его оси и связанных с нею дисбалансов, возникающих при вращении ротора с различной скоростью. Созданная на этой основе концепция, определяющая системные закономерности механики (новые механико-математические модели неуравновешенности и балансировки ротационных агрегатов (роторов)), имеет в 2-5 раз большую точность определения начальных дисбалансов, чем существующие методы. Разработанная методика идентификации параметров таких моделей, характеризующих их собственные свойства, позволяет достоверно и надёжно решать эту задачу как при проектных расчётах по разработанным для компьютера алгоритмам, так и при балансировке конкретного изделия по средствам сокращения трудозатрат его балансировки в среднем до 3,5 раз за счёт такого же сокращения числа её балансировочных циклов, обеспечиваемого точными и надёжными результатами замеров и их обработки на компьютере станка.

2. Принципиально новый подход к идентификации колебаний опор ротора, генерируемых на частоте вращения его неуравновешенностью, при наличии сторонних источников колебаний той же частоты, не связанных с неуравновешенностью ротора, и разработанный обобщенный алгоритм решения этой задачи на компьютере позволяют с 95% - м уровнем достоверности, 100%-й надёжностью и высокой точностью (погрешность не более 5%) определять характеристики неуравновешенности ротора при его балансировке на месте. Использование в теории и практике балансировки роторов понятия векторного коэффициента \bar{k}_{ij} влияния дисбаланса в j -й плоскости приведения (коррекции) на характеристики колебаний i -й опоры ротора (на станке или на месте) позволило построить обобщённую механико-математическую модель динамики n -опорного ротора с n плоскостями коррекции, адекватность которой многократно (до 5 раз)

превышает адекватность существующих моделей (например, моделей, используемых в станках для балансировки 3-х шарнирных карданных передач производство фирмы Schenck). Разработанный метод идентификации параметров такой модели гарантирует 95%-ю надёжность и точность решения этой задачи при реализации балансировки на станке или на месте. Отмеченное, наряду с использованием новой методики идентификации характеристик колебаний опор ротора от его неуравновешенности, открыло перспективы создания балансировочного оборудования нового поколения.

3. Предложенная (теоретически обоснованная и практически апробированная) математическая фильтрация полигармонических колебательных процессов со случайными составляющими по алгоритму рекуррентного метода наименьших квадратов, в отличие от существующих методов аналоговой фильтрации таких процессов, используемых в настоящее время при балансировке роторов на станках и на месте, позволяет надёжно и точно выделять требуемую гармонику с дисперсией до 5% от суммарной дисперсии колебательного процесса. Это обеспечивает качественно новый уровень идентификации характеристик (амплитуды и фазы) колебаний опор ротора при его балансировке – единственный источник информации о динамической неуравновешенности балансируемого ротора.

4. Предложенный метод реализован в формате единого алгоритма и позволил впервые научно обосновать взаимообусловленность таких показателей, как скорость вращения ротора при балансировке, практически предельное значение корректирующей массы, номинальные значения масс корректирующих элементов, а также формализовать корректировку дисбалансов. Использование этого алгоритма для решения комплекса вопросов балансировки карданных передач позволило в 3,5 раза снизить число балансировочных циклов и основное технологическое время балансировки. Это подтверждено постановкой сравнительных экспериментов с использованием существующего и разработанного уточнённого алгоритма идентификации дисбалансов балансируемого изделия. Разработка формализованных для использования

компьютера алгоритмов решения этих задач служит основой создания не существующей ныне САПР по проектированию уравновешенных ротационных агрегатов машин любого назначения.

5. Раскрытие новых закономерностей механики нежёсткого ротора позволило поставить на общую теоретическую основу решение всех задач проектирования уравновешенных конструкций ротационного агрегата любых машин:

- обеспечение инерционной симметрии ротационного агрегата;
- обоснование метода балансировки агрегата и/или его сборочных единиц;
- обоснование класса ротора, методики и конструктивных нормативов его балансировки;
- отстройка критических частот.

6. Балансировочный станок, создаваемый с использованием отмеченного выше, практически полностью лишен недостатков современных станков, описанных в п. 5.3. Имея специальное или специализированное назначение, такой станок может эффективно использоваться для балансировки самых различных изделий серийного и единичного производства, не требуя для этого изменения конструкции и измерительной системы.

Алгоритмически функционирующий балансировочный комплект, создаваемый на отмеченной выше основе, и разработанная технология его использования обеспечивают гарантию качества балансировки агрегата на месте. Он может быть рекомендован к использованию в любых отраслях машиностроения как средство диагностики в производстве и как средство балансировки в эксплуатации и при ремонте машин.

7. Результаты исследования получили апробацию их широким внедрением в практику проектирования, производства и ремонта машин самого различного назначения (см. Приложения). Так, к 2010 году были:

– обоснованы конструктивные и технологические нормативы балансировки барабана измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros 530», отнесённого к классу квазижестких роторов. Они коренным образом отличаются

от нормативов, которые были приняты проектировщиком этого агрегата, необоснованно интерпретировавшего его как жёсткий ротор. Эти нормативы внедрены как в конструкцию, так и в технологию балансировки этого агрегата в ООО «КЗ «Ростсельмаш»;

– по заказам предприятий осуществлены модернизация десяти и изготовление 142 балансировочных станков и 45 комплектов нового поколения. Все они безотказно и эффективно работают уже более десяти лет, не теряя своих преимуществ перед отечественными и зарубежными аналогами производства известных фирм;

– изготовленный балансировочный комплект нового поколения был эффективно использован для балансировки на месте карданных валов автомобилей (в 2010–2018 гг. эту балансировку прошло более 3000 автомобилей), вентиляторов проточно-отопительных систем производственных цехов, барабанов измельчителей зерноуборочных комбайнов, барабанов стенда измерения мощности автомобиля и других ротационных агрегатов машин после их ремонта.

Все отмеченное, а также работы, выполненные в 2012–2018 гг. ООО «Энсет», подчеркивают достоверность, научную и практическую ценность результатов проведенного исследования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Александровский В. В. Допуски на неуравновешенность жестких роторов и вибрации электрических машин / В. В. Александровский, В. А. Зенкевич. – М., 1961.
2. Александровский В. В. Допустимые неуравновешенности роторов электрических машин / В. В. Александровский, В. А. Зенкевич // Теория и конструкция балансировочных машин : сб. статей. – М.: Машгиз, 1963.
3. Аникеев Г.И. Нестационарные почти периодические колебания роторов / Г.И. Аникеев - М.: Наука, 1979. - 136с.
4. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1988.
5. Артюнин А. И. Исследование движения ротора с автобалансиром / А. И. Артюнин // Изв.вузов. Машиностроение. – 1993. – № 1.
6. Архангельский Ю. А. Динамика быстро вращающегося твёрдого тела / Ю. А. Архангельский. – М., 1985.
7. Банах Л. Я. Колебания ротора при постоянном контакте с неподвижными и легкими подвижными элементами роторной системы / Л. Я. Банах // Вестн.науч.-техн. развития. – 2016. – № 12 (112).
8. Баженов Д.Н., Шмаков А.Н., Ковалев И.Н. Повышение эффективности динамической балансировки ротора турбонасосного агрегата // Решетневские чтения. 2011. №15.
9. Беркович Д. М. Силы инерции в технике и их уравнивание / Д. М. Беркович. – М., Киев : Машгиз, 1963.
10. Боженко В. С. Чувствительность и точность станков уравнивания / В. С. Боженко. – Л. : Судпромгиз, 1958.
11. Борисевич В. Н. Балансировка якорей малогабаритных электрических машин / В. Н. Борисевич. – М. : Машгиз, 1961.
12. Бугаевский М. А. Статистический анализ размерных цепей ротационных агрегатов сельхозмашин на базе моделирования настроенной размерной обработки их деталей : дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01/ М. А. Бугаевский. – Ростов-на-Дону : ДГТУ, 2006.
13. Васильев В. С. Станки и приборы для динамической балансировки / В. С. Васильев, П. С. Кутко. – М., 1959.

14. Векессер В. А. О назначении допусков на дисбаланс роторов турбомашин / В. А. Векессер // Уравновешивание машин и приборов: сб. статей. – М. : Машиностроение, 1965.
15. Венедиктов Л. Н. Балансировка роторов электродвигателей / Л. Н. Венедиктов // Энергетик. – 1955. – № 12.
16. Вентцель Е. С. Теория вероятностей / Е. С. Вентцель. – М. : Наука, 1969.
17. Вибрации в технике: Справочник : в 6т. /Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.) и др. – М. : Машиностроение, 1981. – Т.6 : Защита от вибраций и ударов /под ред. К. В. Фролова. – 456 с.
18. Гольдин А. С. Вибрация роторных машин / А. С. Гольдин. – 2-е изд. исправл. –М., 2000.
19. ГОСТ 12327-79. Машины электрические вращающиеся. Остаточные дисбалансы роторов. Нормы и метод измерений.
20. ГОСТ 19534-74. Балансировка вращающихся тел. Термины. – Введ. 01.01.75 по 01.01.80. – М. : Издательство стандартов, 1974. – 46 с.
21. ГОСТ 20075-74. Станки балансировочные. Основные параметры и размеры.
22. ГОСТ 20076-89. Станки балансировочные. Нормы точности.
23. ГОСТ 22061-76. Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения. – Введ. 01.07.77. – М. : Издательство стандартов, 1984. – 30 с.
24. ГОСТ 25466-82. Вибрация. Роторы гибкие паротурбинных агрегатов. Требования к балансировке.
25. ГОСТ 26875-86. Вибрация. Аппаратура переносная балансировочная. Технические требования.
26. ГОСТ 27870-88. Вибрация. Оценка качества балансировки гибких роторов.
27. ГОСТ ИСО 1940-1-2007. Вибрация. Требования к качеству балансировки жёстких роторов. Ч. 1. Определение допустимого дисбаланса.
28. ГОСТ ИСО 1940-2-99. Вибрация. Требования к качеству балансировки жёстких роторов. Ч. 2. Учёт погрешностей оценки остаточного дисбаланса.
29. ГОСТ Р ИСО 11342-95. Вибрации. Методы и критерии балансировки гибких роторов.

30. ГОСТ Р ИСО 20806-2007. Вибрация. Балансировка на месте роторов больших и средних размеров. Критерии и меры безопасности.
31. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия / А.А. Гусаров. - М., 2002. -119 с.
32. Гусаров А. А. Балансировка роторов машин : в 2т. / А. А. Гусаров. – М. – Т. 1. – 2004; Т. 2. – 2005.
33. Дарков А. В. Соппротивление материалов / А. В. Дарков, Г. С. Шпиро. – Изд. 3-е. – М. : Высшая школа, 1969.
34. Декамили Л. Е. Исследование закономерностей возникновения и корректировки дисбалансов деталей и сборочных единиц роторов сельскохозяйственных машин : дис. ... канд. техн. наук : 05.06.01 / Л. Е. Декамили. – Ростов-на-Дону : РИСХМ, 1975.
35. Декамили Л. Е. Анализ и синтез статической модели функционирования балансировочного станка / Л. Е. Декамили, О. А. Полушкин, В. А. Фокин // Межвуз. сб. науч. тр. – Ростов-на-Дону : ДГТУ, 1993.
36. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания / Дж. П. Ден-Гартог. – М. : Физматгиз, 1960.
37. Диментберг Ф. М. Изгибные колебания вращающихся валов / Ф. М. Диментберг. – М. : Изд-во АН СССР, 1959.
38. Диментберг Ф. М. Колебания машин / Ф. М. Диментберг, К. Т. Шаталов, А. А. Гусаров. – М. : Машиностроение, 1964.
39. Динерман А. П. Балансировка роторов турбин / А. П. Динерман. – М. : Машгиз, 1946.
40. Дьяченко П. Е. Балансировка деталей в авиационном моторостроении / П. Е. Дьяченко. – ОНТИ, 1938.
41. Житков А. А. Методы и оборудование, применяемые в США для балансировки вращающихся деталей / А. А. Житков. – Американская техника и промышленность. – 1947. – № 9.
42. Зенкевич В. А. Особенности уравнивания роторов высокооборотных электрических машин / В. А. Зенкевич. – М. : ЦИНТИ электротехнической промышленности и приборостроения, 1961.

43. Тонг Кин Н. Теория механических колебаний / Кин Н. Тонг. – М. : ГНТИ машиностроительной литературы, 1963.
44. Колесник Н. В. Статическая и динамическая балансировка / Н. В. Колесник. – М. : Машгиз, 1954. – 244 с.
45. Крылов А. Н. Об определении критических скоростей вращающегося вала / А. Н. Крылов. – Л., 1932.
46. Кушуль М. Я. Автоколебания роторов. / М.Я. Кушуль. - М.: АН СССР. 1963.- 168 с.
47. Левит М. Е. Теория и практика уравнивания турбомашин / М. Е. Левит // Уравнивание машин и приборов : сб. – М.: Машиностроение, 1965.
48. Левит М. Е. Балансировка деталей и узлов / М. Е. Левит, В. М. Рыженков. – М. : Машиностроение, 1986.
49. Лукьянов А. Д. Рекурсивный алгоритм наименьших квадратов в микропроцессорной системе балансировки ротора : тез. / А. Д. Лукьянов // Современные проблемы информатизации в технике и технологиях : сб. тр. – Вып. 13.– Воронеж : Научная книга, 2008. – С. 301–302.
50. Маслов Г. С. Расчёты колебаний валов : справ. пособие / Г. С. Маслов. – М., 1968.
51. Мастеков А. К. Обоснование допустимого уровня вибродиагностических сигналов качества сборки роторов комбайнов семейства «Дон» : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.04 / А. К. Мастеков. – Ростов-на-Дону : РИСХМ, 1988.
52. МС ИСО 1925-74. Терминология балансировки.
53. МС ИСО 1940-73. Качество балансировки вращающихся жёстких тел.
54. МС ИСО 2953-75. Балансировочные машины – описание и оценка.
55. МС ИСО 5406-80. Балансировка гибких роторов.
56. МУ 105-0-052-80. Оптимизация параметров точности сборочных единиц и деталей изделий. – Киев : ВНИИживмаш, 1980.
57. МУ 23.2.8-81. Проектирование уравновешенных роторов сельскохозяйственных машин. – М. : ВИСХОМ, 1981.
58. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний/ Р. Мэнли; пер. с англ. – 2-е рус. изд. – М. : Машиностроение, 1972.

59. Онищенко Г. Б. Электрический привод : учеб. для вузов / Г. Б. Онищенко. – М. : РАСХН, 2003. – 320 с.
60. Основы балансировочной техники : в 2т. /под ред. проф. Щепетильникова В. А. – М. : Машиностроение, 1975. – Т.1 : Уравновешивание жестких роторов и механизмов; Т.2 : Уравновешивание гибких роторов и балансировочное оборудование.
61. ОСТ 105-022-76. Роторы жёсткие. Расчёт начального дисбаланса и корректирующих масс. – Киев : ВНИИЖИВМАШ, 1976.
62. ОСТ 105-449-77. Роторы жесткие. Нормирование точности балансировки. Требования к контролю остаточных дисбалансов. – М. : Мин-во машиностроения для животноводства и кормопроизводства, 1978.
63. ОСТ 23.2.431-74. Машины сельскохозяйственные самоходные. Роторы. Нормирование допустимых дисбалансов. Требования к контролю остаточных дисбалансов. – М. : Мин-во тракт. и с.-х. машиностроения, 1975.
64. ОСТ 23.2.434-74. Машины сельскохозяйственные самоходные. Роторы. Расчёт балансировочных приливов. – М. : Мин-во тракт. и с.-х. машиностроения, 1978.
65. ОСТ 23.2.482-78. Роторы уравновешенные жёсткие. Конструирование. – М. : Мин-во тракт. и с.-х. машиностроения, 1978.
66. ОСТ 23.2.483-78. Роторы. Нормирование трудоемкости балансировки. – М. : Мин-во тракт. и с.-х. машиностроения, 1978.
67. Отчет о проведенном патентном поиске. Способы и устройства для балансировки роторов. – Ростов-на-Дону : РИСХМ (ДГТУ), кафедра ТММ, 1975.
68. Полушкин О. А. Разработка нормативов технологии балансировки барабана измельчителя комбайна «Acros 530» и настройка балансировочного оборудования : отчет / О. А. Полушкин, В. В. Шергин, О. О. Полушкин. – Ростов-на-Дону : Отдел «Динамика приводов...» УНИ ДГТУ при кафедре «Теория механизмов и машин», 2007. – 28 с.
69. Петров Г. Н. Методы уравновешивания роторов / Г. Н. Петров, А. А. Савелова. – М. : МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1956.
70. Петрович В. И. Виброизмерительные и балансировочные приборы, применяемые в энергетике / В. И. Петрович // Энергетическое машиностроение (НИИЭ Информэнергомаш). – 1982. – № 4. – 35 с.

71. Петрович В. И. Переносные балансировочные приборы / В. И. Петрович // Измерения, контроль, автоматизация. – 1981. – № 6. – С. 27–33.
72. Полушкин О. А. Задача деления области значений гауссовой случайной величины на классы с равными дисперсиями и её приложение к обоснованию закона распределения дисбаланса / О. А. Полушкин // Динамика узлов и агрегатов сельскохозяйственных машин : сб. статей. – Ростов-на-Дону : РИСХМ, 1978.
73. Полушкин О. А. Идентификация дисбалансов жёсткого ротора на машине / О. А. Полушкин // Современные методы и средства уравнивания машин и приборов : тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. – Воронеж, 1989.
74. Полушкин О. А. Изыскание и разработка методики оптимального нормирования остаточного дисбаланса ротационных узлов зерноуборочных машин : дис. ... канд. техн. наук: 05.06.01 / О. А. Полушкин. – Ростов-на-Дону : РИСХМ, 1968.
75. Полушкин О. А. Научные основы нормирования точности исполнения агрегатов сельхозмашин на базе моделирования их динамики и процессов функционирования : дис. ... д-ра техн. наук : 05.06.04 / О. А. Полушкин. – Ростов-на-Дону : РИСХМ, 1983.
76. Полушкин О. А. Анализ инерционной размерной цепи сборной конструкции ротационного агрегата / О. А. Полушкин, А. С. Василенко, О. О. Полушкин. – Ростов-на-Дону : ДГТУ. – Деп. в ВИНТИ 29.12.00, № 3310-В00.
77. Полушкин О. А. Уравнивание роторов со сменными подбираемыми по массе элементами / О. А. Полушкин, Л. Е. Декамили // Тракторы и сельхозмашины. – 1980. – № 3.
78. Полушкин О. А. Размерная цепь ротационного агрегата сельхозмашины / О. А. Полушкин, Г. И. Каныгин, М. А. Бугаевский // Теория и проектирование сельскохозяйственных машин и оборудования : материалы Всеросс. науч.-техн. конф., посвященной 100-летию со дня рождения И. И. Смирнова. – Ростов-на-Дону : ДГТУ, 2004.
79. Полушкин О. А. Влияние радиального биения ротационных узлов сельскохозяйственных машин на усилия в их опорах / О. А. Полушкин, А. И. Осколков, Б. Д. Дюсенов // Тр. Алтайского НИИТМа. – Барнаул, 1971. – Вып. 6.

80. Полушкин О. А. Механика квазигибкой роторной системы / О. А. Полушкин, О. О. Полушкин // Вестн. Донск. гос. техн. ун-та. – Ростов-на-Дону, 1999.
81. Полушкин О. А. Низкочастотная балансировка нежёстких роторов / О. А. Полушкин, О. О. Полушкин // Сб. докл. Междунар. конф. по теории механизмов и механике машин. – Краснодар : КубГТУ, 2006.
82. Полушкин О. А. Трехплоскостная балансировка двухопорного нежёсткого ротора / О. А. Полушкин, О. О. Полушкин // Проблемы исследования и проектирования машин : сб. статей IV Междунар. науч.-техн. конф. – Пенза : Приволжский Дом знаний, 2008.
83. Полушкин О. А. О задачах точностного расчета ротационных агрегатов сельхозмашин / О. А. Полушкин, О. О. Полушкин, М. А. Бугаевский // Изв. ТулГУ. Сер. : Проблемы сельскохозяйственного машиностроения. – Вып.1. – Тула : ТулГУ, 2004.
84. Полушкин О. О. Моделирование технологического процесса балансировки барабанов измельчителей зерноуборочных комбайнов / О. О. Полушкин, О. А. Полушкин, М. В. Савенков // Изв. ТулГУ. Сер. : Проблемы сельскохозяйственного машиностроения. – Вып. 1. – Тула : ТулГУ, 2004.
85. Полушкин О. А. Теоретические основы балансировки роторов. Типовые методы определения дисбалансов / О. А. Полушкин, В. А. Фокин // Методические указания. – Вып.1. – Ростов-на-Дону : ДГТУ, 1994.
86. Полушкин О. А. Классификация роторов кормо- и зерноуборочных комбайнов как объектов балансировки / О. А. Полушкин, В. А. Фокин, Г. И. Каныгин // Динамика, прочность и надежность сельскохозяйственных машин : межвуз. сб. научн. тр. – Ростов-на-Дону : ДГТУ, 1996.
87. Полушкин О. О. О балансировке нежёстких роторов сельскохозяйственных машин / О. О. Полушкин // Теория и проектирование сельскохозяйственных машин : материалы Всеросс. науч.-техн. конф., посвященной 100-летию со дня рождения И. И. Смирнова. – Ростов-на-Дону : ДГТУ, 2004.
88. Полушкин О. О. Обеспечение качества балансировки и эффективности функционирования нежёстких ротационных агрегатов сельскохозяйственных машин : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / О. О. Полушкин. – Ростов-на-Дону : ДГТУ, 2005.

89. Полушкин О. О. Специфика ротационных агрегатов сельхозмашин и задачи их исследования как объектов управления качеством / О. О. Полушкин, М. А. Бугаевский. – Ростов-на-Дону : ДГТУ. – Деп. в ВИНТИ 01.07.2005, № 942-B2005.
90. Приборы и системы для измерения вибраций, шума и удара: Справочник : в 2 кн. Кн. 2 / под ред. В. В. Ключева. – М.: Машиностроение, 1978.
91. Рагульскис К.М., Ионушас Р.Д., Бакшис А.К. Вибрации роторных систем. Вильнюс: Мокслас, 1976. - 413 с
92. Рунов Б. Т. Уравновешивание турбоагрегатов на электростанциях / Б. Т. Рунов. – М., Л. : Госэнергоиздат, 1963.
93. Рылов Ю. П. Техническая информация АОБ 139070 НИИ Министерства электростанций и электропромышленности СССР / Ю. П. Рылов. – 1954.
94. Савенков М. В. Классификация ротационных агрегатов сельхозмашин по критерию «гибкость» и специфика их балансировки / М. В. Савенков, О. А. Полушкин, О. О. Полушкин // Научные основы решения проблем сельскохозяйственного машиностроения : сб. науч. тр. – Тула : Изд-во ТулГУ, 2003.
95. Салимон А. В. Особенности балансировки роторов энергетических турбоагрегатов / А. В. Салимон, В. М. Тараканов, В. А. Рузский // Современные методы и средства балансировки машин и приборов. – М. : Машиностроение, 1985.
96. Самаров Н. Г. Статико-динамическое уравнивание упруго-деформируемых роторов / Н. Г. Самаров // Уравнивание машин и приборов. – М. : Машиностроение, 1965.
97. Самойлов В. А. Вибрации агрегатов электростанций и балансировка роторов / В. А. Самойлов. – М. : Госэнергоиздат, 1949.
98. Самсаев Ю. А. Основы балансировки гибких роторов / Ю. А. Самсаев // Автоматизация и современные технологии. – 1993. – № 12.
99. Слезингер И. Н. О нормах допустимого небаланса с долговечностью подшипников качения / И. Н. Слезингер // Расчёт и конструирование деталей машин. – М. : Машгиз, 1956.
100. Современные методы и средства балансировки машин и приборов / под ред. проф. Щепетильникова В. А. – М. : Машиностроение, 1985.

101. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин : в 4т. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение. – Т. 1. – 1967; Т. 2. – 1967; Т. 3. – 1969; Т. 4. – 1969.
102. Справочник машиностроителя : в 6 т. Т. 1 / под ред. Н. С. Ачеркана. – М. : Машгиз, 1960.
103. Справочник по балансировке /М. Е. Левит [и др.]; под общ. ред. М. Е. Левита. – М. : Машиностроение, 1992. – 464 с.
104. Теория и конструкция балансировочных машин/ под ред. проф. Щепетильникова В. А. – М.: Машгиз, 1963.
105. Теория и практика балансировочной техники/ под ред. проф. Щепетильникова В. А. – М. : Машиностроение, 1973.
106. Теория и практика уравнивания машин и приборов/ под ред. проф. Щепетильникова В. А. – М. : Машиностроение, 1970.
107. Уравнивание машин и приборов / под ред. проф. Щепетильникова В. А. – М. : Машиностроение, 1965.
108. Фрейдберг В. З. Балансировка автомобильных деталей и балансировочные станки / В. З. Фрейдберг. – М. : ОНТИ, 1938.
109. Халфман Р. Л. Динамика / Р. Л. Халфман. – М. : Наука, 1972.
110. Честнат Г. Техника больших систем (средства системотехники) / Г. Честнат; пер. с англ. И. Н. Васильева, Е. Н. Дубровского, А. С. Манделя, В. Ю. Невраева; под ред. О. И. Авена. – М. : Энергия, 1969.
111. Чистяков А. А. Определение допустимой неуравновешенности авиационных ГТД / А. А. Чистяков // Уравнивание машин и приборов : сб. статей. – М. : Машиностроение, 1965.
112. Шаталов К. Т. Вынужденные колебания линейных цепных систем при учёте всех внешних и внутренних трений / К. Т. Шаталов. – М. : Изд-во АН СССР, 1949.
113. Шекун Г. Д. Математические модели повышения эффективности самобалансирующих роторных систем. // Изд-во Дальневост. ун-та, 1999. — Владивосток: 1954. 149 с
114. Шитиков Б. В. Динамическая балансировка роторов / Б. В. Шитиков. – М. : Трансжелдориздат, 1951.

115. Щепетильников В. А. Определение допустимых дисбалансов для вращающихся частей машин / В. А. Щепетильников // Теория и конструкция балансировочных машин: сб. статей. – М. : Машгиз, 1963.

116. Щепетильников В. А. Современное состояние балансировочной техники / В. А. Щепетильников // Уравновешивание машин и приборов : сб. статей. – М. : Машиностроение, 1965.

117. Щепетильников В. А. Точность балансировки роторов паровозного турбогенератора / В. А. Щепетильников, В. А. Коменский // Техника железных дорог. – 1953. – № 2.

118. Янишевский А. Ф. Уравновешивание деталей дереворежущих станков / А. Ф. Янишевский. – М. : ЦБТИ, 1956.

119. Яхин М. А. Уравновешивание двигателя и роторов зерноуборочного самоходного комбайна : дис. ... канд. техн. наук / М. А. Яхин. – Казань, 1967.

120. Analytical Methods in Rotor Dynamics: Second, Dimarogonas, A.D., A Paipetis, S.A., A Chondros, T.G., 2013, Springer Netherlands

121. Analysis of Rotor Dynamics Acceptance Criteria in Large Industrial Rotors, Mohammad Razi, A Thesis in the Department of Mechanical and Industrial Engineering Presented in Partial Fulfillment of the Requirements For the Degree of Master of Applied Science (Mechanical Engineering) at Concordia University Montreal, Quebec, Canada December 2013

122. Becker H. Über das Unwuchttoleranzen / H. Becker // Fienwerktechnik. – 1959. – № 11.

123. Biezeno CB. Grammel R (1953) Technische Dynamik. Springer Verlag. Berlin.

124. Bishop RED. Gladwell GML (1959) The Vibration and Balancing of a Flexible Rotor. J Mech Eng Sci. 1:66-67.

125. Blackburn Bobby J. Method and Apparatus for determining unbalance / Bobby J. Blackburn. – Columbus, Ohio. – United States Patent.– 3, 678, 761.25 July, 1972.

126. Blanco, A.; Silva, G. and Gómez, J. C. (2003). Dynamic Stiffness Control and Acceleration Scheduling for the Active Balancing Control of a Jeffcott-Like Rotor System, Proceedings of The tenth International Congress on Sound and Vibration, pp. 227-234, Stockholm, Sweden, July 7-10, 2003

127. BOOK, Analytical Methods in Rotor Dynamics: Second Edition, Dimarogonas, A.D., Paipetis, S.A., Chondros, T.G., Mechanisms and Machine Science -2013, Springer Netherlands
128. BOOK, Rotor Dynamics, Rao, J.S. – 1996, New Age International
129. Chao, P.C.P., C.W. Chiu, and K.T. Shih, A Novel Low-Torque Ball Re-Positioning Scheme Based on a Sliding-Mode Ball Observer for an Automatic Balancer System. Shock and Vibration, 2008. 15(2): p. 101-126.
130. Chao, P.C.P., C.-K. Sung, and C.-C. Wang, Dynamic Analysis of the Optical Disk Drives Equipped with an Automatic Ball Balancer with Consideration of Torsional Motions. Journal of Applied Mechanics, 2005. 72(6): p. 826-842.
131. Chao, P.C.P., C.-K. Sung, and H.-C. Leu, Effects of Rolling Friction of the Balancing Balls on the Automatic Ball Balancer for Optical Disk Drives. Journal of Tribology, 2005. 127(4): p. 845-856.
132. Chao, P.C.P., Y.-D. Huang, and C.-K. Sung, Non-Planar Dynamic Modeling for the Optical Disk Drive Spindles Equipped with an Automatic Balancer. Mechanism and Machine Theory, 2003. 38(11): p. 1289-1305.
133. Chao, P., et al., Non-Planar Modeling and Experimental Validation of a Spindle–Disk System Equipped with an Automatic Balancer System in Optical Disk Drives. Microsystem Technologies, 2007. 13(8): p. 1227-1239.
134. Cheng, C.C., et al., Design and Analysis of Auto-Balancer of an Optical Disk Drive Using Speed-Dependent Vibration Absorbers. Journal of Sound and Vibration, 2008. 311(1-2): p. 200-211
135. Chung J., Ro, D. S. Dynamic analysis of an automatic dynamic balancer for rotating mechanisms. // Journal of Sound and Vibration, 1999, Vol. 228(5) p. 1035-1056.
136. Chung J. Effect of gravity and angular velocity on an automatic ball balancer. // Proc. IMechE Part C: J. Mechanical Engineering Science, 2005, Vol. 219(1) p. 43-51.
137. Chung J.; Jang /. Dynamic Response and Stability Analysis of an Automatic Ball Balancer for a Flexible Rotor // Journal of Sound and Vibration, 2003, Vol. 259(1) p. 31-43.
138. Den Hartog JP (1952) 4th ed. Mechanical Vibration. Mc Graw-Hill. New York.
139. DeSmidt, H.A., Imbalance Vibration Suppression of a Supercritical Shaft via an Automatic Balancing Device. Journal of Vibration and Acoustics, 2009. 131(4): p. 041001-13.

140. Dimarogonas AD (1970) Analysis of Steam Whirl. General Electric Technical Information Series. DF70LS48. Schenectady. NY.
141. Dimarogonas AD (1970) Dynamic Response of Cracked Rotors. General Electric Technical Information Series. DF70LS86. Schenectady. NY.
142. D.C. Dimarogonas AD (1975) A General Method for Stability Analysis of Rotating Shafts. Ingenieur Archiv. 44.9-20.
143. Dimarogonas AD (1973) Newkirk Effect: Thermally Induced Dynamic Instability of High Speed Rotors. ASME Gas Turbine Conference. paper 73-GT-26. Washington.
144. Dimentberg F (1959) Flexural Vibrations of Rotating Shafts. English Translation (1961) Butterworths. London.
145. Ehyaei, J. and M.M. Moghaddam, Dynamic Response and Stability Analysis of an Unbalanced Flexible Rotating Shaft Equipped with n Automatic Ball-Balancers. Journal of Sound and Vibration, 2009. 321(3-5): p. 554-571.
146. Federn K. Aktuelle Grudsatz und Verfahrensfragen der Auswuchttechnik / K. Federn // Tagung Auswuchttechnik des Koninlijk Institute van Inegineurs Afdeling voor werknigen Scheebouw, Haag, November, 1960.
147. Federn K. Die Bendentung der Auswuchttechnik im Werrkseng-maschinenbau / K. Federn // Maschinenmarkt. – June, 1960.
148. Federn K. Unwachttoleranzen retierender Körper / K. Federn // Werkstatt und Betrieb. – 1953. – № 5.
149. Feldman S. Unbalance Tolerances and criteria / S. Feldman // Balancing Seminar notes, Report № R56, GL 133, General Electric, 1956.
150. Genta, G. Dynamics of Rotating Systems — Springer, 2005. 658 p.
151. Goodman TP (1964) A Least Square Method for Computing Balance Corrections, ASME Jr Eng Ind 86B:273:279.
152. Goodwin MJ (1989) Dynamics of Rotor-Bearing Systems. Unwin Hyman, London.
153. Green, K., A.R. Champneys, and M.I. Friswell, Analysis of the Transient Response of an Automatic Dynamic Balancer for Eccentric Rotors. International Journal of Mechanical Sciences, 2006. 48(3): p. 274-293.

154. Green, K., A.R. Champneys, and N.J. Lieven, Bifurcation Analysis of an Automatic Dynamic Balancing Mechanism for Eccentric Rotors. *Journal of Sound and Vibration*, 2006. 291(3-5): p. 861-881.
155. Green, K., et al., The Stability of Automatic Ball Balancers, in IFToMM Seventh International Conference on Rotor Dynamics 2006: Vienna, Austria.
156. Gunter E. J. Introduction to Rotor Dynamics, Critical speed and unbalance response analysis. – 2001.
157. Horvath, R., G.T. Flowers, and J. Fausz, Influence of Nonidealities on the Performance of a Self-Balancing Rotor System. *ASME Conference Proceedings*, 2005. 2005(42126): p. 233-242.
158. Horvath, R., G.T. Flowers, and J. Fausz, Passive Balancing of Rotor Systems Using Pendulum Balancers. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2008. 130(4): p. 041011-11
159. Huang, W.Y., et al., The Application Of Ball-Type Balancers For Radial Vibration Reduction Of High-Speed Optic Disk Drives. *Journal of Sound and Vibration*, 2002. 250(3): p. 415-430.
160. ISO 20806:2004. Mechanical vibration – criteria and safeguards for the in-situ balancing of medium and large rotors.
161. ISO 21940-12:2016 Mechanical vibration — Rotor balancing — Part 12: Procedures and tolerances for rotors with flexible behavior
162. ISO 5243:2004 Textile machinery and accessories — Numbering of heald frames and drop wire bars in a loom
163. Kang, J.-R., et al., The Dynamics of a Ball-Type Balancer System Equipped with a Pair of Free-Moving Balancing Masses. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2001. 123(4): p. 456-465
164. Kelson AS, Cymanskii HP, Yakovlev BH (1982) Dynamics of Rotor-Bearing Systems. Nauka, Moscow.
165. Kim, W. and J. Chung, Performance of Automatic Ball Balancers on Optical Disc Drives. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2002. 216(11): p. 1071-1080.]
166. Lalane M, Ferraris G (1990) Rotordynamics Prediction in Engineering. John Wiley and Sons, New York.

167. Landzberg AH (1960) Stability of a Turbine-Generator Rotor. Types of steam and bearing excitations. Trans. ASME, Jr. Appl. Mech Ser. E, 27:410-416.
168. Liu, J. and Y. Ishida, Vibration Suppression of Rotating Machinery Utilizing an Automatic Ball Balancer and Discontinuous Spring Characteristics. Journal of Vibration and Acoustics, 2009. 131(4): p. 041004-7.
169. Lu, C.-J., M.-C. Wang, and S.-H. Huang, Analytical Study of the Stability of a Two-Ball Automatic Balancer. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009. 23(3): p. 884-896.
170. Lu, C.-J., Stability Analysis of a Single-Ball Automatic Balancer. Journal of Vibration and Acoustics, 2006. 128(1): p. 122-125.
171. Lu, C.-J. and C.-H. Hung, Stability Analysis of a Three-Ball Automatic Balancer. Journal of Vibration and Acoustics, 2008. 130(5): p. 051008-7.
172. Meirovitch L (1974) A New Method of Solution of the Eigenvalue Problem for Gyroscopic Systems, AIAA Jr, 12,10:1337-42.
173. Meirovitch, L., Fundamentals of Vibrations. 2001, New York: McGraw Hill
174. Meirovitch L (1976) Modal Analysis for the Response of Linear Gyroscopic Systems, Jr Appl Mech 42,2:446-450.
175. Meraz, M.A., et al., Self Balancing System for Rotating Mechanisms. Revista Facultad de Ingenieria - Universidad de Tarapaca, 2005. 13(2): p. 59-64
176. Military Standarts. Meckenical Vibrations of Shipboard Equipment. MIL-STD-167, 20 December, 1954.
177. Nelson HD, McVaughn JM (1976) The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements, ASME J. Eng. Ind, 98.
178. Olsson K.-O. Limits for the use of auto-balancing. // International Journal of Rotating Machinery, 2004, Vol. 10(3) p. 221-226.
179. Rajalingham, C. and R.B. Bhat, Complete Balancing of a Disk Mounted on a Vertical Cantilever Shaft Using a Two-Ball Automatic Balancer. Journal of Sound and Vibration, 2006. 290(1-2): p. 169-191.
180. Rao JS (1983) Rotordynamics.J. Wiley Eastern, New Delhi. Rayleigh JWS (1894) Theory of Sound. Dover Publ. «(1946), New York.
181. Reiher H.Die Empfindlichkeit des Menschen gegen Ershütterangen Forchung / H. Reiher, E. J. Meister // Jnd. Wes. – 1931. – 2.– S. 381.

182. Reitlinger W. D. Zur Frage der Unwuchttoleranzen / W. D. Reitlinger // Das Industrieblatt. – 1956. – Heft 3.
183. “Review of Atkins and Perez Rotor Stability Tests with Various Five Pad Tilting Pad Bearings,” Edgar J. Gunter, 2017.
184. Richard Muller. Method and Apparatus for determining unbalance determination / Richard Muller. – Worfelden, Germany. – United States Patent.– 3, 826, 146. 30 July, 1974.
185. Rodrigues, D.J., et al., A Consideration of Support Asymmetry in an Automatic Ball Balancing System, in Sixth Euromech Nonlinear Oscillations Conference. 2008: St. Petersburg, Russia.
186. Rodrigues, D.J., et al., Automatic Balancing of a Rigid Rotor with Misaligned Shaft. Applied Mechanics and Materials (Volumes 5-6), 2006. Modern Practice in Stress and Vibration Analysis VI: p. 231-236.
187. Rodrigues D.J., Champneys A.R., Friswell M.I., Wilson R.E. Automatic Two-Plane Balancing for Rigid Rotors. // Special issue of International Journal of Non-linear Mechanics, 2008, Vol. 43 p. 527-541.
188. Rodrigues, D.J., et al., Device Asymmetries and the Effect of the Rotor Run-Up in a Two-Plane Automatic Ball Balancing System. 2008, Bristol Centre for Applied Nonlinear Mathematics. p. 9.
189. Ruhl RL, Booker JF (1971) A Finite Element Model for Distributed Parameter Turborotor Systems, ASME paper 71-Vibr-56.
190. Ryan D. Field balancing of Rotors / D. Ryan // Elec. J.Pitts.– 1928. – Vol.25. – № 12.
191. Ryzhik, B., L. Sperling, and H. Duckstein, Auto-Balancing of Anisotropically Supported Rigid Rotors. Technische Mechanik, 2004. 24(1): p. 37-50.
192. Ryzhik, B., H. Duckstein, and L. Sperling, Automatic Balancing of the Unsymmetrical Rigid Rotor. PAMM, 2003. 2(1): p. 70-71.
193. Ryzhik, B., L. Sperling, and H. Duckstein, Non-Synchronous Motions Near Critical Speeds in a Single-Plane Auto-Balancing Device. Technische Mechanik, 2004. 24(1): p. 25-36.

194. Ryzhik, B., H. Duckstein, and L. Sperling, Partial Compensation of Unbalance by One and Two-Plane Automatic Balancing Devices. *International Journal of Rotating Machinery*, 2004. 10(3): p. 193-201
195. Single Plane Mass Balancing of Generator Rotor Contemplating Vibration Amplitude Response · August 2018, G Raghavendra Setty, Ballari Institute of Technology and Management
196. Sperling L., Ryzhik B., Duckstein H. Single-Plane Auto-Balancing of Rigid Rotors. // *Technische Mechanik*, 2004. Band 24, Heft 1. P. 1-24.
197. Sung, C.-K., P.C.P. Chao, and B.-C. Yo, Effects of Nonlinear Damping Washers on the Automatic Ball Balancer for Optical Disk Drives. *ASME Conference Proceedings*, 2005. 2005(47381): p. 1083-1090.
198. Thearle E.L., Schenectady N. Y. A new type of dynamic-balancing machine 11 *Transaction of ASME* N54(12), P. 131-141. 1932
199. Thomas E. Bjorn. Apparatus and Methods for analyzing unbalance in rotatable bodies / Thomas E. Bjorn. – Northbrook, Ill. – United States Patent. – 3, 680, 39.1 Aug., 1972.
200. Timoshenko SP (1953) *History of Strength of Materials*. Mc Graw-Hill Book Co, New York.
201. Tondl A (1965) *Some Problems of Rotor Dynamics*. Chapman & Hall, London.
202. Yamamoto T., Ishida Y. *Linear and Nonlinear Rotordynamics: A Modern Treatment with Applications (Wiley Series in Nonlinear Science)* Wiley-Interscience. 2001. 348 p.
203. Vance JM (1988) *Rotordynamics of Turbomachinery*. J. Wiley & Sons, Inc, New York.
204. Van de Wouw, N. and R.I. Leine, Attractivity of Equilibrium Sets of Systems with Dry Friction. *Nonlinear Dynamics*, 2004. 35(1): p. 19-39.
205. Van de Wouw, N., et al., Performance of an Automatic Ball Balancer with Dry Friction. *International Journal of Bifurcation and Chaos*, 2005. 15(1): p. 65-82.
206. Van de Wouw, N. and R.I. Leine. Stability of Stationary Sets in Nonlinear Systems with Set-Valued Friction. in *Decision and Control, 2006 45th IEEE Conference on*. 2006.

207. Wettergren, H.L. Auto-Balance Anisotropic Mounted Rotors. in ASME 2001 Design Engineering Technical Conference and Computers and Information in Engineering Conference. 2001. Pittsburgh, PA. 39.

208. Wettergren, H.L., Using Guided Balls to Auto-Balance Rotors. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002. 124(4): p. 971-975.]

209. Yang, Q., et al., Study on the Influence of Friction in an Automatic Ball Balancing System. Journal of Sound and Vibration, 2005. 285(1-2): p. 73-99.

210. Zhang W. (1990) Theoretical Foundations of Rotor Dynamics, Sc Press, Beijing.

211. Zhou, S. and J. Shi, Active Balancing and Vibration Control of Rotating Machinery: A Survey. Shock and Vibration Digest, 2001. 33(4): p. 361-371.

АКТ

Сдачи-приемки работ по по Разработке нормативов технологии балансировки барабана измельчителя комбайна «Асгос 530» и настройке балансировочного оборудования согласно договора № 758 от 30 мая 2007г.

Мы нижеподписавшиеся, составили настоящий акт о том, что Подрядчик в течение срока действия договора № 758 от 30 мая 2007г выполнил следующие работы в полном объеме.

Акты технического состояния балансировочных станков переданы Заказчику
Общая стоимость выполненных работ составляет 100 000,00 (сто тысяч руб. 00 коп.) после удержания НДС/Л по ставке 13%.

Настоящий акт является основанием для расчетов и платежей.

ИСПОЛНИТЕЛЬ
ПОЛУШКИН ОЛЕГ ОЛЕГОВИЧ
Паспорт:
Сер. 60 04 № 675129
Выдан ОВД Октябрьского района
г.Ростова-на-Дону 24.03.2004г.
Адрес:
г. Ростов-на-Дону, ул. Лермонтовская,
д.90, кв. 171
ИНН 616509154141

 Полушкин О.О.

ЗАКАЗЧИК
ООО «Комбайновый завод» РОСТСЕЛЬМАШ
344029, г. Ростов-на-Дону, ул. Менжинского, 2.
ИНН 6166048181/КПП 997850001
Р/с 40702810400000000486
в ОАО АКБ «Сельмашбанк» г.Ростов-на-Дону
К/с30101810400000000860
БИК 046015860
ОКПО 70658126


Никифоров А.Л.





02.08.07


06.08.07

Приложение 8 к распоряжению
от " " 2003г. №
Унифицированная форма № ОС-3
Утверждена постановлением Государства России
от 21.01.2003 № 7

выдана ООО "Комбайновый завод "РОСТСЕЛЬМАШ"
МСК-1 ✓ (инициалы (фамилия))
№ структуры государственной
019
Код операции
Форма по ОКУД
по ОКПО
Код

содержатель работ ДТТУ
(наименование структурного подразделения)
по ОКПО
номер
дата 1402
03.10.2007

Период ремонта	по договору (заказу)	с	по ОКПО номер дата
	фактический	с	
Признак	принадлежности	по	по ОКПО номер дата
	использования	с	
Драгоценности			

АКТ
о приеме-сдаче отремонтированных, реконструированных,
модернизированных объектов основных средств

УТВЕРЖАЮ
Руководитель _____ Начальник ДО _____ А.О.Сokolov
(подпись) (подпись) (инициалы)
и " " 20 г.

1. Сведения о состоянии объектов основных средств на момент передачи в ремонт, на реконструкцию, модернизацию

№ п/п	Объект основных средств	№ п/п		Восстановительная (остаточная) стоимость, руб.	Фактический срок эксплуатации
		инвентарный	паспорта		
1	Бансеров. модель МС-9535	3	4	6	7
		В1310 ✓			

2. Сведения о затратах, связанных с ремонтом, реконструкцией, модернизацией объекта основных средств

№ п/п	Объект основных средств	Вид работы	Затраты на ремонт, руб.		Итого	Примечание				
			по договору (заказу)	фактически						
1	Бансеров. модель МС-9535	3	4	5	6	7	8	9	10	
		модернизация								
Итого										

стоимость объекта основных средств после реконструкции, модернизации _____ руб.

Оборотная сторона формы № ОС-3

Заключение комиссии: _____
Предусмотренные работы договором (заказом) выполнены: _____
полностью _____
не полностью _____
(указать, что именно не выполнено)

По окончании работ: _____ модернизация _____ объект прошел испытания и сдан в эксплуатацию. Изменения в характеристике объекта, вызванные штатным штатным ремонтом, _____
(указать, реконструкция, модернизация)

реконструкцией, модернизацией: Замена измерительной системы МС9335 на компьютер в промышленном исполнении АЭС 6910-A1, контроллер Siemens S7-400, жидкокристаллический монитор 15" и ударную сенсорную панель для ЖК монитора 15". Замена электропривода главного двигателя БТУ 360 I на преобразователь частоты SINAMICS S120. Замена электродвигателя 2ПН-160LГУ4 на электродвигатель 1ЛА6 13-4АА.

Председатель комиссии	Гл. инженер РЭК по МСК и ЦМ (подпись)	В.А. Вошедский (инициалы фамилия)
Члены комиссии:	Нач. лаб. нац. РЭК (подпись)	И.А. Рудь (инициалы фамилия)
	Бухгалтер (подпись)	С.Е. Константинова (инициалы фамилия)
	Нач. сектора ДО (подпись)	А.Д. Любич (инициалы фамилия)



Объект основных средств
Сдал: _____
М.П. _____
Принял: _____
М.П. _____

Бориславский И.В.
(инициалы фамилия)

_____ 20 ____ г.

Нач. цеха
(подпись)

С.Н. Крашенинников
(инициалы фамилия)

_____ 20 ____ г.

Главный бухгалтер _____
(подпись) _____
(инициалы фамилия)

№ 1402/124
с 03 окт 2007 г.

Инициатор _____
(организация, адрес, телефон, факс)
Заказчик: ООО "КВ" Ростовская обл., г. Ростов-на-Дону, ул. Металлургов, 2
Получатель _____
(организация, адрес, телефон, факс)
Стройка _____
Объект: АЭС МСК-1 (12)
(наименование)

Акт № КС-1
Код
012803
Форма по ОКУД
по ОКПО
70658126
по ОКПО
по ОКПО
Вид деятельности по ОКПД
Договор заказа (контракт) номер: 1402
дата: 03.10.2007г.
Вид операции
Счетный журнал

Номер операции	Дата составления	Счетный журнал	№
			01

АКТ
Выполнения работ по проекту модернизации балансового станка МС335 вкл. №8130 в МСК-1

Сумма (договора) стоимость в соответствии с договором заказа 830 000,00 руб.

Номер по договору	позиция по смете	Наименование	Номер единичной расценки	Единица измерения	Выполнено работ		
					Кол-во	Цена за единицу, руб.	Стоимость, руб.
Работы							
	1	Земля измерительной части балансового станка		конт.	1	40 000,00	40 000,00
	2	Балансировка штатного ротора по 0-му классу МС ИСО 1940		конт.	1	3 500,00	3 500,00
	3	Земля деталей металлической части станка		конт.	1	40 000,00	40 000,00
	4	Земля кабельных трасс		конт.	1	15 000,00	15 000,00
	5	Земля пульты		конт.	1	15 000,00	15 000,00
	6	Земля электроизмерения станка		конт.	1	25 000,00	25 000,00
	7	Земля электропровода тягового двигателя станка		конт.	1	35 000,00	35 000,00
	8	Обучение персонала цена работ со станком		конт.	1	3 500,00	3 500,00
	9	Пускозащитные работы		конт.	1	45 000,00	45 000,00
	10	Разработка программы и обесечение для измерительной системы и монтажу приборов		конт.	1	63 000,00	63 000,00
	11	Разработка технической документации		конт.	1	70 000,00	70 000,00
		Итого работы					357 000,00
Материалы							
п. 15	1	Электронная лампа ПЛБ 133-4АА 7.5 кВт 1500 об/мин или аналог		шт.	1	15 000,00	15 000,00
	2	Жидкокристаллический монитор 15"		шт.	1	8 000,00	8 000,00
	3	Кабельные трассы		м	50	400,00	20 000,00
	4	Комплект высоковольтных амперметров с кабельной ИР		конт.	1	80 000,00	80 000,00
п. 5	1	Компьютер и промышленные контроллеры АЭС-691(В-А)		шт.	1	40 000,00	40 000,00
	6	Кронштейн изделия		конт.	1	2 889,83	2 889,83
	7	Металлоушки		м	20	120,00	2 400,00
	8	Преобразователь частоты S2MAMICS S120 7.5 кВт или аналог		шт.	1	14 000,00	14 000,00
п. 2	1	Промышленный контроллер Siemens 57-400 с платой ввода-вывода		шт.	1	30 000,00	30 000,00
	10	Резервуары		м	30	170,00	5 100,00
	11	Ремонтный комплект для металлической части станка		конт.	1	40 000,00	40 000,00
	12	Удешевленная сенсорная клавиша для жидк. монитора 15"		шт.	1	35 000,00	35 000,00
	13	Усиленный кабель для высоковольтных амперметров		шт.	1	20 000,00	20 000,00
	14	Электроавтомат		конт.	1	5 000,00	5 000,00
	15	Умолот Siemens SM-212 или аналог		шт.	1	9 000,00	9 000,00
		Итого материалы					346 589,83
		Итого работы и материалы					703 589,83
		ИДС 10%					126 610,17
		Итого					830 200,00

Сторона: ООО "КВ" Ростовская обл. (подпись и печать)
И.Б. Бураковски
распорядитель участка

Получатель: ООО "Канализационный завод" Ростов-на-Дону (подпись и печать)
И.А. Степанов
руководитель участка

Дир. ЗРУ - Степанов Илья Иванович В.А.
И.А. Степанов

г. 101 от 17.03.08г.

Приложение 8 к распоряжению
от " 2003г. №
Унифицированная форма № ОС-3
Утверждена постановлением Госкомстата России
от 21.01.2003 № 7

Заказчик: ООО "Комбайновый завод Ростсельмаш" (наименование организации) № строки работ (подраздела)

Исполнитель работ: ДИТУ (наименование структурного подразделения)

СОК-2

38

Форма по ОКУД по ОКПО

Код операции

по ОКПО

номер

дата

491

17.03.08г.

Период ремонта

по договору (заказу)

фактический

по

принадлежности

использованию

дрогметаллы

Код

АКТ

Номер документа	Дата составления

о приеме-сдаче отремонтированных, реконструированных, модернизированных объектов основных средств

УТВЕРЖДАЮ
Руководитель Начальник ДО-гла. мех (должность) А. О. Соколов (подпись)

№ _____ от _____ 20__ г.

1. Сведения о состоянии объектов основных средств на момент передачи в ремонт, на реконструкцию, модернизацию

Номер по порядку	Объект основных средств	Номер паспорта		Восстановительная (остаточная) стоимость, руб.	Фактический срок эксплуатации
		инвентарный	заводской		
1	2	3	4	5	6
	Балансировочный станок МС 9344	98603			7

2. Сведения о затратах, связанных с ремонтом, реконструкцией, модернизацией объектов основных средств

Номер по порядку	Объект основных средств	Стоимость выполненного объема работ, руб.				Примечание				
		Затраты на демонтаж, руб.		фактическая						
		ремонта	реконструкции, модернизации	реконструкции, модернизации	затраты по транспортировке оборудования					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
	Балансировочный станок МС 9344									
	итого									

Стоимость объекта основных средств после реконструкции, модернизации _____ руб.

Заклочение комиссии: _____

Оборотная сторона Г.Формы № ОС-3

Предусмотренные работы договором (заказом) выполн _____ должностью _____ (подпись, что имеется на экземпляре)

По окончании работ по модернизации объект прошел испытания в связи с эксплуатацией. Изменения в характеристике объекта, вызванные штатным капитальным ремонтом, реконструкцией, модернизацией:

Председатель комиссии:	Г. И. Игнатьев РЭК (должность)	Р. В. Бурьяченко (инициалы фамилия)	✓
Члены комиссии:	Начальник рем. службы (должность)	А. И. Слюхо (инициалы фамилия)	✓
	Ст. энергетик (должность)	И. Л. Юликовский (инициалы фамилия)	
Объект основных средств	Процессоры НИР и Д ВПУ (наименование)	Бориславский Ц.В. (инициалы фамилия)	
Слал			20__ г.
М.П.			
Принял	Начальник СОК-2 (должность)	П. Н. Соловьев (инициалы фамилия)	20__ г.
М.П.			



Главный бухгалтер _____ (подпись) _____ (инициалы фамилия)

№ 491
с 17 декабря 2008г.

Инвестор	(организация, адрес, телефон, факс)
Заказчик	ООО "КЗ" "Роснефтегаз", г. Ростов-на-Дону, ул. Менделеевская, 2 (организация, адрес, телефон, факс)
Подрядчик	ИТУ г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1 (организация, адрес, телефон, факс)
Стройка	(наименование, адрес)
Объект	СОК-2 (ИУБ) (наименование)

Акт Ф. № КС-2	
Код	0323005
Формы по ОКВД	по ОКПО
по ОКПО	70658126
по ОКПО	02069902
Вид работности по ОКПД	
Документ заказа (контракт) номер	491
дата	17.03.2008г.
Вид операции	
Истор документа	Дата составления
Отчетный период	
с	по

АКТ

Выполненных работ по проведению модернизации балансового станка МС9344 инв. №8603 в СОК-2

Суммарная (договорная) стоимость в соответствии с договором заказа 810 000,38 руб.

Номер по порядку	количество по счету	Наименование	Номер единичной расценки	Единица измерения	Выполнено работ		
					№ Кол-во	Цена за единицу, руб.	Стоимость, руб.
Работы							
	1	Замена измерительной части балансового станка		компл.	1	40 000,00	40 000,00
	2	Балансировка электромагнитного ротора по 0-му классу МС 9300 1910		компл.	1	3 500,00	3 500,00
	3	Замена деталей механической части станка		компл.	1	40 000,00	40 000,00
	4	Замена кабельных трасс		компл.	1	15 000,00	15 000,00
	5	Замена пульта		компл.	1	15 000,00	15 000,00
	6	Настройка операционной системы Windows XP embedded		компл.	1	17 000,00	17 000,00
	7	Замена электроавтоматики станка		компл.	1	25 000,00	25 000,00
	8	Замена электропривода станка		компл.	1	35 000,00	35 000,00
	9	Обучение персонала работе со станком		компл.	1	3 500,00	3 500,00
	10	Пусконаладочные работы		компл.	1	45 000,00	45 000,00
	11	Адаптация программного обеспечения		компл.	1	15 000,00	15 000,00
	12	Разработка технической документации		компл.	1	35 000,00	35 000,00
		Итого работы					791 000,00
Материалы							
п. 7	1	Сервисопор ST-112XB		шт.	1	38 769,00	38 769,00
п. 7	2	Вспомогательный сенсорный монитор Eio Touch TS1739		шт.	1	22 545,00	22 545,00
п. 8	3	Защитный корпус для экранного монитора Roloc TV402		шт.	1	35 120,00	35 120,00
п. 12	4	Система плавки для монитора Roloc TARApLc		компл.	1	48 736,00	48 736,00
п. 10	3	Преобразователь частоты KEB 16.F5 M1N-3ADA		шт.	1	37 381,00	37 381,00
п. 5	4	Компьютер промышленный AAEON Boxer TF-AEC-6910-B4		шт.	1	35 340,00	35 340,00
		Накопитель Transcend на базе флэш-памяти		шт.	1	6 800,00	6 800,00
п. 4	8	Пьезоэлектрический акселерометр AK-317		шт.	2	18 000,00	36 000,00
п. 3	10	Усилитель звука интегрированный SF3.2-1653-020		шт.	3	15 500,00	31 000,00
	10	Аналого-цифровой преобразователь L-card E-14-410D		шт.	1	16 072,00	16 072,00
п. 1	11	Драйвер KEB 16 DR 80E-1431		шт.	1	6 540,00	6 540,00
п. 3	11	Кабель обратной связи KEB.D0.F4.109-0005		шт.	1	3 338,00	3 338,00
п. 4	11	Силовой шнуровой кабель KFB 09.S4.119-0005		шт.	1	7 745,00	7 745,00
п. 5	15	Панель оператора с портом RS-232 KEB 00.F3.060-2000		шт.	1	4 300,00	4 300,00
	15	Источник питания Siemens 24 В 20А		шт.	1	4 660,00	4 660,00
п. 6	17	Резь твердотельная		шт.	8	560,00	3 660,00
	17	Магнитный выключатель АВВ 40А		шт.	1	2 631,00	2 631,00
	18	Выключатель трехфазного питания (рубильник) АВВ 50А		шт.	1	850,00	850,00
	19	Шкаф электроэлектронный Legend (IP-55) Atlantic 335 27		шт.	1	11 200,00	11 200,00
	26	Автоматический выключатель Legend DX 3p 10А		шт.	3	480,00	1 440,00
	21	Автоматический выключатель Legend DX 1p 6А		шт.	1	190,00	190,00
п. 11	22	Система вентиляции шкафа Legend с функцией def		компл.	1	3 499,00	3 499,00
	23	Трансформатор Legend 142 В1		шт.	1	2 826,00	2 826,00
	24	Система освещения шкафа с розетками Legend		компл.	1	1 800,00	1 800,00
п. 1	25	Адаптер установленный для электроавтоматизации		шт.	1	5 800,00	5 800,00
	26	Лицензия на операционную систему Windows XP Embedded		шт.	1	2 800,00	2 800,00
	27	Кабель сканера		шт.	7	74,00	378,00
	28	Металлопруток		шт.	2	98,00	196,00

Приложение 3

Номер		Наименование	Номер единичной рабочей	Единица измерения	Выполнение работ		
по порядку	по контракту и по счету				Код-во	Цена за единицу, руб	Стоимость, руб
	29	Кнопка сваривного основания		шт	1	86,00	86,00
	30	Провод сигнальный экранированный		м	7	80,00	560,00
	31	Фурнитура электротехническая (разъемы, склейки, клеммы)		компл	1	2 500,00	2 500,00
	32	Крепежные изделия		компл	1	1 000,00	1 000,00
		Итого за материалы					395 441,00
		Итого работы и материалы					686 441,00
		НДС 18%					123 559,38
		Всего					810 000,38

Сдал

ДГТУ

подпись

расшифровка подписи

Принял

ООО "Комбинатный завод" Ростов-на-Дону

подпись

расшифровка подписи



Handwritten signature

Handwritten signature

Handwritten signature

Handwritten signature

Handwritten signature

Handwritten signature

Handwritten signature

Наименование исполнителя:

ИП Полушкин Олег Олегович
344000, Россия, г. Ростов-на-Дону,
ул. Лермонтовская, д.90, кв.171,
тел.: (863) 221-50-05, 291-00-30
ИНН 616509154141
р/с 40802810700050001331
в филиале № 6105 ВТБ 24 (ЗАО)
г. Ростова-на-Дону
БИК 046015201
к/с 30101810700000000201
ОГРН 305616520100018

Наименование заказчика:

ООО «Новатор-Плюс»
344029, г. Ростов-на-Дону,
ул. Металлургическая, 110 Б
тел.: (863) 227-94-40, 227-94-41
р/с 40702810700000007261
в ОАО КБ «Центр-Инвест»
г. Ростова-на-Дону
БИК 046015762
к/с 30101810100000000762
ИНН 6166044042/616601001
ОКПО 57496340, ОКОНХ 14420
КПП 616601001

АКТ

сдачи-приемки продукции по
Договору № 24 от «01» апреля 2009 года
составлен «30» ноября 2009 года

Наименование продукции: балансировочный стенд DBR-1800.

Мы, нижеподписавшиеся, представитель «ЗАКАЗЧИКА», директор Попов Сергей Карпович, с одной стороны и представитель «ИСПОЛНИТЕЛЯ», индивидуальный предприниматель Полушкин Олег Олегович, с другой стороны, составили Акт о том, что выполненные работы по изготовлению балансировочного стенда DBR-1800 удовлетворяют условиям Договора и техническим требованиям и в надлежащем порядке оформлены.

Краткое описание комплекса балансировочного стенда DBR-1800:

№ п/п	Наименование	Количество
1	Балансировочный стенд DBR-1800	1
2	Рама (стаина) и колебательные опоры балансировочного стенда DBR-1800	1

Указанная продукция предоставлена надлежащим образом и в установленный срок. Договорная цена за изготовление балансировочного стенда DBR-1800 по Договору составляет: 500000 (пятьсот тысяч) рублей 00 коп.

Работу сдал
от «ИСПОЛНИТЕЛЯ»
Полушкин О.О./



Работу принял
от «ЗАКАЗЧИКА»
Попов С.К./



Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Донской Государственный Технический Университет" (ДГТУ), 344000, г.Ростов-на-Дону, пл.Гагарина,1, Отделение по Ленинскому и Октябрьскому районам г.Ростова-на-Дону, Управления Федерального Казначейства по Ростовской области (ИНН6165033136 КПП616501001) лиц.сч 03581А30560 ГРКЦ ГУ Банка России по Ростовской области БИК 046015001 Расч.сч 40503810900001000261

ООО "Агро-ВИН", ИНН6165108504, 344038, Россия, Ростовская обл,г.Ростов-на-Дону, пр.Ленина, 107, оф.25 расчетный счет 40702810600150624898 в Ростовский филиал ЗАО ЮниКредит Банк г.Ростов-на-Дону, корр.сч. 30101810200000000238, БИК 046027238

А К Т

сдачи-приемки научно-технической продукции по договору № 70 от 20 апреля 2010 года.

Наименование научно-технической продукции: "Изготовление опытной установки для балансировки карданных валов и комплекта оснастки."

г.Ростов-на-Дону

дата составления 30 ноября 2010 года

Мы, нижеподписавшиеся представитель "ИСПОЛНИТЕЛЯ" проректор по НИР и ИД И.В.Богуславский, с одной стороны и представитель "ЗАКАЗЧИКА" директор ООО "Агро-ВИН" Гоков В.Н., с другой стороны, составили настоящий акт о том, что:

1. "ИСПОЛНИТЕЛЬ" на первом этапе выполнил научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы (НИОКР), разработал конструкцию и конструкторскую документацию, методику динамической балансировки, программное обеспечение и изготовил опытный образец машины (научно-техническую продукцию): "Опытная установка для балансировки карданных валов и комплект оснастки" всего одна штука.
2. "ИСПОЛНИТЕЛЬ" на втором этапе произвел монтаж установки, отладку работы установки, балансировку различных видов карданных валов в количестве - 10 штук по адресу обособленного подразделения "ЗАКАЗЧИКА": 344064, Россия, г.Ростов-на-Дону, ул.Вавилова, 61/6 и передает "ЗАКАЗЧИКУ" в собственность изготовленную "Опытную установку для балансировки карданных валов и комплект оснастки", а "ЗАКАЗЧИК" принимает для использования в технологическом процессе балансировки карданных валов в собственном производстве.

"ИСПОЛНИТЕЛЬ" произвел обучение работников "ЗАКАЗЧИКА" правилам работы на вышеуказанной опытной установке.

После подписания сторонами и скрепления печатью настоящего акта приема-передачи право собственности на установку переходит к "ЗАКАЗЧИКУ".

3. Одновременно с "Опытной установкой для балансировки карданных валов" "ИСПОЛНИТЕЛЬ" передает "ЗАКАЗЧИКУ" "Комплект конструкторской документации", дистрибутив программного обеспечения на магнитном носителе, "Краткую инструкцию по эксплуатации", Отчет о выполненных научных исследованиях.
4. Работы по договору по двум этапам выполнены в полном объеме, в установленные сроки и с надлежащим качеством, стороны претензий друг к другу не имеют.

Изготовленная научно-техническая продукция удовлетворяет условиям Договора № 70 от 20.04.2010 и требованиям Технического задания от 20.04.2010 года и в надлежащем порядке оформлена.

5. Договорная цена за созданную научно-техническую продукцию по Договору № 70 от 20.04.2010 составляет 600000 (шестьсот тысяч) рублей.

6. При сдаче работы с учетом выполнения условий договора установлена надбавка(скидка) к договорной цене в размере 0% (ноль процентов).

При изготовлении "Опытной установки для балансировки карданных валов и комплекта оснастки" использованы комплектующие изделия и материалы "ЗАКАЗЧИКА", перечисленные в прилагаемом к настоящему акту документе: "Акте приема-передачи материалов и комплектующих изделий в монтаж № 00000000007 от 01.11.2010".

7. Общая сумма аванса, перечисленная за выполненные этапы составила 200000 (двести тысяч) рублей.

8. Следует к перечислению 400000(четыреста тысяч) рублей, равными частями по 50000(пятьдесят тысяч) рублей в месяц в течение 8 месяцев.

Работу сдал
от "ИСПОЛНИТЕЛЯ": ДГТУ
проректор по НИР и ИД



М.В. Богуславский

2010 ГОДА

Работу принял
от "ЗАКАЗЧИКА": ООО "Агро-ВИН"
директор



В.Н.Гоков

"30" ноября 2010 ГОДА

ИП Полушкин О.О.

Адрес: 344010, г.Ростов-на-Дону, ул. Пермонтовская, д.90, кв.171

Акт № 000013 от 3 июня 2010 г.

Заказчик: ООО "Компания Сармат"

№	Наименование работы (услуги)	Ед. изм.	Количество	Цена	Сумма
1	Балансировка карданного вала на автомобиле ИЖ Ода, гос. номер АВ81ТК 61RUS	шт	1.000	1500.00	1500.00
Итого:					1500.00

Всего оказано услуг на сумму: одна тысяча пятьсот рублей 00 копеек.

Вышеперечисленные услуги выполнены полностью и в срок. Заказчик претензий по объему, качеству и срокам оказания услуг не имеет.

Исполнитель:



Заказчик:



ИП Полухин О.О.

Адрес: 344000, г.Ростов-на-Дону, ул. Пермонтовская, д.90, кв.171

Акт № 000013 от 20 Марта 2010 г.

Заказчик: ООО "РБА-Ростов", ИНН 6166052131

№	Наименование работы (услуги)	Ед. изм.	Количество	Цена	Сумма
1	Балансировка карданного вала автомобиля КАМАЗ	шт	1,000	5000.00	5000.00
Итого:					5000.00

Всего оказано услуг на сумму: Пять тысяч рублей 00 копеек.

Вышеперечисленные услуги выполнены полностью и в срок. Заказчик претензий по объему, качеству и срокам оказания услуг не имеет.

Исполнитель:



АКТ

Сданы-приняты работы по балансировке вентилятора приточно-отопительной системы в количестве 2 ед. П-3 кв. №88849 и П-8 кв. №88853 в ВСК (ООО) согласно договора № 1069 от 25 июля 2008г.

Мы нижеподписавшиеся, составили настоящий акт о том, что Подрядчик в течение срока действия договора № 1069 от 25 июля 2008г. выполнил следующие работы в полном объеме.

Общая стоимость выполненных работ составляет 54 000 (пятьдесят четыре тысячи) руб. 00 коп., после удержания НДФЛ по ставке 13%.

Настоящий акт является основанием для расчетов и платежей.

ИСПОЛНИТЕЛЬ
ПОЛУШКИН ОЛЕГ ОЛЕГОВИЧ
Паспорт:
Сер. 60 04 № 675129
Выдан ОВД Октябрьского района
г. Ростова-на-Дону 24.03.2004г.
Адрес:
г. Ростов-на-Дону, ул. Лермонтовская,
д.90, кв. 171
ИНН 616509154141



Полушкин О.О.

ЗАКАЗЧИК
ООО «Комбайновый завод РОСТСЕЛЬМАШ»
344029, г. Ростов-на-Дону, ул. Металлическая, 2
ИНН 6166048181/ЕТП 997850001
Р/с 40702810400000000486
и ОАО АКБ «Сельмашбанк» г. Ростов-на-Дону
К/с 30101810400000000860
БИК 046015860
ОКПО 70658126



Никофорова А.Л.








АКТ

Сдачи-приемки работ по балансировке вентилятора приточно-отопительной системы П-1
инв. №1000652 в Производственном корпусе литер ЕЦ согласно договора № 104 от 28 января
2007г.

Мы нижеподписавшиеся, составили настоящий акт о том, что Подрядчик в течение
срока действия договора № 104 от 28 января 2007г. выполнил следующие работы в полном
объеме.

Общая стоимость выполненных работ составляет 30 000,00 (тридцать тысяч) руб. 00
коп., после удержания НДФЛ по ставке 13%.

Настоящий акт является основанием для расчетов и платежей.

ИСПОЛНИТЕЛЬ
ПОЛУШКИН ОЛЕГ ОЛЕГОВИЧ
Паспорт:
Сер. 60 04 № 675129
Выдан ОВД Октябрьского района
г.Ростова-на-Дону 24.03.2004г.
Адрес:
г. Ростов-на-Дону, ул. Лермонтовская,
д.90, кв. 171
ИНН 616509154141

ЗАКАЗЧИК
ООО «Комбайновый завод» РОСТСЕЛЬМАШ
344029, г. Ростов-на-Дону, ул. Менжинского, 2.
ИНН 6166048181/КПП 997850001
Р/с 40702810400000000486
в ОАО АКБ «Сельмашбанк» г.Ростов-на-Дону
К/с30101810400000000860
БИК 046015860
ОКПО 70658126



Полушкин О.О.




Пихифоров А.Л.





Тр. Бурлаченко

С.З. [Handwritten signature]

С.З. [Handwritten signature]

ИП Полушкин О.О. ИНН 616509154141

Адрес: 344000, г.Ростов-на-Дону, ул. Пермогтовская, д.90, кв.171

Акт № 000057 от 21 Сентября 2010 г.

Заказчик: ООО Компания "ТЕХНОЛОГИИ МОЩНОСТИ", ИНН 5808208252, 684007, г. Иркутск, ул. Декабрьских Событий, 78

№	Наименование работы (услуги)	Ед. изм.	Количество	Цена	Сумма
1	Динамическая балансировка 2 (двух) беговых барабанов стенда измерения мощности DYNOCOM DC-Tuner	шт	1.000	40000.00	40000.00
Итого:					40000.00

Всего оказано услуг на сумму: Сорок тысяч рублей 00 копеек.

Вышеперечисленные услуги выполнены полностью и в срок. Заказчик претензий по объему, качеству и срокам оказания услуг не имеет.

Исполнитель:  (И.П. Полушкин)

Заказчик:  (Олег Олегович П.)



ИП Попушкин О.О.
 Адрес: 344000, г.Ростов-на-Дону, ул. Лермонтовская, д.90, кв.171

Акт № 000045 от 14 Августа 2010 г.

Заказчик: ООО "КУБАНЬ-АГРО-СЕРВИС", ИНН 2332015556, КПП 233201001, юр. адрес: 352140, Краснодарский край, ст. Кавказская, Промзона, 11

№	Наименование работы (услуги)	Ед. изм.	Количество	Цена	Сумма
1	Балансировка ротора машины А1-БШУ-2	шт	1,000	15000.00	15000.00
Итого:					15000.00

Всего оказано услуг на сумму: Пятнадцать тысяч рублей 00 копеек.

Вышеперечисленные услуги выполнены полностью и в срок. Заказчик претензий по объему, качеству и срокам оказания услуг не имеет.

Исполнитель:



Заказчик:





X МОСКОВСКИЙ
МЕЖДУНАРОДНЫЙ САЛОН
ИННОВАЦИЙ И ИНВЕСТИЦИЙ

7 – 10 сентября 2010 г., Москва, ВК Лестный двор

ДИПЛОМ

награждается золотой медалью

Донской государственной
технической университет



за разработку

Переносные компьютеризированные
комплексы для балансировки
в сельхозтехнике и автотранспорте

Министр образования и науки
Российской Федерации


А. А. Фурсенко



Сведения о работах, выполненных малым инновационным предприятием ООО «Энсет» ДГТУ

№	Дата	Города	Контрагент	Сумма, руб.	Предмет договора
1	28.01.2013	г. Ульяновск	ООО «Стройдеталь-сервис»	170 000,00	Изготовление прибора Vibrolab
2	19.11.2012	г. Челябинск	Гурьянов Михаил Петрович	170 000,00	Изготовление прибора Vibrolab
3	18.12.2012	г. Красноярск	ИП Хустик Дмитрий Юрьевич	170 000,00	Изготовление прибора Vibrolab
4	26.03.2013	г. Кострома	ООО «ЕСС-Регион»	153 000,00	Изготовление прибора Vibrolab
5	04.07.2012	Астраханская обл., г. Ахтубинск	Сыроватский Андрей Анатольевич	200 000,00	Изготовление прибора Vibrolab
6	13.02.2013	Свердловская обл., г. Новоуральск	ИП Запорова	650 000,00	Изготовление станка Балкар-3000
7	25.04.2013	г. Ростов-на-Дону	ООО «АвтоМаш-Центр»	1 585 000,00	Изготовление станка Балкар-6000
8	29.07.2013	г. Санкт-Петербург	ООО «Моторсервис»	680 000,00	Изготовление станка Балкар-4500
9	22.10.2012	г. Пермь	Ябуров Иван Иванович	650 000,00	Изготовление станка Балкар-4500
10	13.11.2012	Респ. Дагестан г. Ичербаш	ООО «Горно»	900 000,00	Изготовление станка Балкар-4500
11	11.02.2013	г. Ставрополь	ООО «Навигатор Плюс»	850 000,00	Изготовление станка Балкар-4500
12	03.06.2013	г. Липецк	ИП Клишнев Геннадий Викторович	720 000,00	Изготовление станка Балкар-3000
13	07.06.2013	г. Челябинск	Гурьянов Михаил Петрович	600 000,00	Изготовление станка Балкар-3000
14	10.10.2012	г. Милеральные Воли	Евксан Виктор Александрович	650 000,00	Изготовление станка Балкар-3000
15	29.07.2013	г. Санкт-Петербург	ООО «Моторсервис»	332 000,00	Изготовление стенда «СВК-3000А»
16	21.05.2013	г. Ростов-на-Дону	ООО «Логистическая компания»	5 000,00	Балансировка рабочего колеса нейтронатора
17	16.07.2013	г. Ростов-на-Дону	ООО «Комбайновый завод «Ростсельмаш»	200 000,00	Балансировка вазягибных роторов
18	15.06.2012	г. Таганрог	ОАО «Таганрогский завод «Прибой»	100 000,00	Балансировка колеса лямбдоса Д 15,5
19	28.01.2013	г. Ульяновск	ООО «Стройдеталь-сервис»	685 400,00	Изготовление и балансировка комплектов сраблрблрл МСКС22.060.00.000СБ

Директор МИП ООО «Энсет» ДГТУ



Мячин В.В.

Балансировка карданных передач 2121-2201012-04 автомобиля «Нива» при скалярной матрице $|\bar{k}_n|$ коэффициентов влияния

№ балансируемого шквта, r	№ плоскостей коррекции	Характеристики корректирующих масс, установленных в j -й плоскости коррекции и r -м балансируемом цикле: m_{kij} , φ_{kij}	Значения характеристик корректирующих масс балансируемой карданной передачи, Mg				
			1	2	3	4	5
1	$j=1$	масса m_{k11} , г	48,2	52,6	43,5	29,1	28,7
		УГОЛ φ_{k11} , град.	158	330	306	38	245
	$j=2$	масса m_{k21} , г	50,3	72,5	48,1	34,3	44,0
		УГОЛ φ_{k21} , град.	182	330	306	46	210
	$j=1$	масса m_{k12} , г	22,3	23,7	30,7	15,6	12,3
		УГОЛ φ_{k12} , град.	146	300	336	42	220
2	$j=2$	масса m_{k22} , г	20,7	58,7	13,8	15,8	20,3
		УГОЛ φ_{k22} , град.	154	300	336	75	245
3	$j=1$	масса m_{k13} , г	8,5	3,9	1,9	3,7	6,5
		УГОЛ φ_{k13} , град.	174	210	280,6	45	263
	$j=2$	масса m_{k23} , г	3,9	6,5	1,5	2,8	10,6
		УГОЛ φ_{k23} , град.	165	180	276	63	202
4	$j=1$	масса m_{k14} , г	3,8	4,1	1,5	0,2	3,4
		УГОЛ φ_{k14} , град.	4	240	246	220	182
	$j=2$	масса m_{k24} , г	0,3	1,6	0,4	0,3	3,8
		УГОЛ φ_{k24} , град.	12	210	246	238	215
5	$j=1$	масса m_{k15} , г	0,2	0,5	0,2		1,2
		УГОЛ φ_{k15} , град.	112	150	215		174
	$j=2$	масса m_{k25} , г	0,1	0,4	0,3		1,1
		УГОЛ φ_{k25} , град.	182	90	127		210
6	$j=1$	масса m_{k16} , г		0,2			0,1
		УГОЛ φ_{k16} , град.		150			3
	$j=2$	масса m_{k26} , г		0,3			0,2
		УГОЛ φ_{k26} , град.		120			32

Балансировка карданных передач 2121-2201012-04 автомобиля «Нива» при векторной матрице $[\bar{k}_v]$ коэфффициентов влияния

№ балансирующего цикла, j	№ плоскостей коррекции	Характеристики корректирующих масс, установленных в j -й плоскости коррекции и i -м балансирующем цикле: $m_{ки}, \varphi_{ки}$	Значения характеристик корректирующих масс балансируемой карданной передачи, кг				
			1	2	3	4	5
1	$j=1$	масса $m_{к11}, г$	73,8	74,7	70,1	48,0	44,2
		угол $\varphi_{к11}, град.$	161	314	310	40	230
	$j=2$	масса $m_{к21}, г$	69,8	65,0	58,1	51,4	73,8
		угол $\varphi_{к21}, град.$	170	299	310	55	220
2	$j=1$	масса $m_{к12}, г$	8,1	1,9	8,2	0,2	7,8
		угол $\varphi_{к12}, град.$	77	105	22	40	245
	$j=2$	масса $m_{к22}, г$	6,1	3,1	4,0	0,2	10,3
		угол $\varphi_{к22}, град.$	229	329	325	235	187
3	$j=1$	масса $m_{к13}, г$	0,2	0,3	0,1		4,5
		угол $\varphi_{к13}, град.$	233	272	278		7
	$j=2$	масса $m_{к23}, г$	0,2	2,0	0,3		6,6
		угол $\varphi_{к23}, град.$	34	146	124		11
4	$j=1$	масса $m_{к14}, г$		0,3			0,2
		угол $\varphi_{к14}, град.$		92			49
	$j=2$	масса $m_{к24}, г$		0,1			0,3
		угол $\varphi_{к24}, град.$		243			85

Балансировка карданных передач 2121-2201012-04 автомобиля «Нива» при уточнённой векторной матрице $[\bar{k}_y]$ коэффициентов влияния

$\Delta \bar{m}_j$ балансируемого диска, г	$\Delta \bar{m}_j$ плоскостей коррекции	Характеристики корректирующих масс: угловых в j -й плоскости коррекции и r -м балансирующем пункте. m_{kr} , φ_{kr}	Значения характеристик корректирующих масс балансируемой карданной передачи, $\Delta \bar{m}$				
			1	2	3	4	5
1	$j=1$	масса m_{k11} , г	75,12	73,05	73,55	47,99	46,82
		угол φ_{k11} , град	155,1	314,7	316,2	39,8	237,1
	$j=2$	масса m_{k21} , г	72,81	65,96	61,57	51,2	73,10
		угол φ_{k21} , град	173,4	299,5	311,4	55,8	217,4
2	$j=1$	масса m_{k12} , г	0,28	0,03	0,16	0,17	1,8
		угол φ_{k12} , град	44,1	314,7	315,8	41,5	220,4
	$j=2$	масса m_{k22} , г	0,12	0,02	0,25	0,23	3,24
		угол φ_{k22} , град	173,1	299,5	310	330,5	230,5
3	$j=1$	масса m_{k13} , г					0,11
		угол φ_{k13} , град					95,6
	$j=2$	масса m_{k23} , г					0,27
		угол φ_{k23} , град					201,5