

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

---

Институт природных ресурсов  
Направление подготовки: 21.04.01 «Нефтегазовое дело»  
Кафедра теоретической и прикладной механики

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

Тема работы
<b>Разработка, конструирование и исследование одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства промышленных вентиляторов.</b>

УДК 621.63-589.2-047.74

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Е	Петров Геннадий Альбертович		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры ТПМ	Зиякаев Григорий Ракитович	К.Т.Н.		

**КОНСУЛЬТАНТЫ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры ЭПР	Шарф Ирина Валерьевна	К.Э.Н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Кырмакова Ольга Сергеевна			

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ТПМ	Пашков Евгений Николаевич	К.Т.Н.		

Томск – 2017 г.

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

---

Институт природных ресурсов  
Направление подготовки: 21.04.01 «Нефтегазовое дело»  
Кафедра теоретической и прикладной механики

УТВЕРЖДАЮ:  
Зав. кафедрой

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

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

В форме:

магистерской диссертации

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ5Е	Петров Геннадий Альбертович

Тема работы:

Разработка, конструирование и исследование одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства промышленных вентиляторов

Утверждена приказом директора (дата, номер)

2067/с от 23.03.2017

Срок сдачи студентом выполненной работы:

05.06.2017

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

<b>Исходные данные к работе</b>	Объект исследования одноплоскостное маятниковое автобалансирующее устройство промышленных вентиляторов.
<b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b>	<ol style="list-style-type: none"><li>1. Обзор литературы.</li><li>2. Объекты и методы исследования.</li><li>3. Расчет емкости и параметров одноплоскостного автобалансирующего устройства для промышленного вентилятора.</li><li>4. Экспериментальное исследование работы маятникового АБУ на ручной шлифовальной машине.</li><li>5. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение</li><li>6. Социальная ответственность</li></ol>

<b>Перечень графического материала</b>	1. Чертеж автобалансирующего устройства 2. Чертеж аппарата воздушного охлаждения
<b>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы</b>	
<b>Раздел</b>	<b>Консультант</b>
<b>Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение</b>	Шарф Ирина Валерьевна
<b>Социальная ответственность</b>	Кырмакова Ольга Сергеевна
<b>Иностранная часть</b>	Айкина Татьяна Юрьевна
<b>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</b>	
<u>Объект и методы исследования</u>	

<b>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</b>	01.09.2016
---	------------

**Задание выдал руководитель:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Зиякаев Григорий Ракитович	к.т.н., доцент		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Е	Петров Геннадий Альбертович		

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

Институт природных ресурсов  
 Направление подготовки: 21.04.01 «Нефтегазовое дело»  
 Уровень образования магистратура  
 Кафедра теоретической и прикладной механики  
 Период выполнения (осенний / весенний семестр 2016/2017 учебного года)  
 Форма представления работы:

магистерская диссертация

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

Срок сдачи студентом выполненной работы:	05.06.2017
--	------------

Дата контроля	Название раздела / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела
29.09.2016	Введение	5
30.10.2016	Обзор литературы по теме ВКР	10
28.11.2016	Аналитический обзор по проблемному вопросу	10
15.12.2016	Постановка задачи исследования	5
26.12.2016	Методическая часть: методика моделирования	align="center">5
	методика расчета	
27.03.2017	Технологическая часть: проведение экспериментальных исследований автобалансирующего устройства	align="center">25
	Анализ и обсуждение результатов	
15.04.2017	Оценка эффективности предложения	5
30.04.2017	Раздел «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»	5
	Раздел «Социальная ответственность»	5
8.05.2017	Заключение	3
8.05.2017	Реферат	2
	Предварительная защита	–
15.05.2017	Написание пояснительной записки	3
21.05.2017	Подготовка доклада	5
28.05.2017	Оформление презентации	2
	<b>Итого</b>	<b>100</b>

**Составил преподаватель:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Зиякаев Григорий Ракинович	к.т.н., доцент		

**СОГЛАСОВАНО:**

Зав. Кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ТПМ	Пашков Евгений Николаевич	к.т.н., доцент		

## Планируемые результаты обучения ООП

№	Результаты обучения	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
1	2	3
<b>Р1</b>	Применять естественнонаучные, математические, гуманитарные, экономические, инженерные, технические и глубокие профессиональные знания в области современных нефтегазовых технологий для решения <i>прикладных междисциплинарных задач и инженерных проблем</i> , соответствующих профилю подготовки (в нефтегазовом секторе экономики)	ОК-1; ОК-2; ОК-3, ОПК-1; ОПК-2; ОПК-4; ОПК-5; ОПК-6; ОПК-7, ОПК-8, ПК-1; ПК-2; ПК-3; ПК-4; ПК-6; ПК-7; ПК-9; ПК-10; ПК-11; ПК-14; ПК-16; ПК-17; ПК-19; ПК-20; ПК-21; ПК-23
<b>Р2</b>	Планировать и проводить аналитические и экспериментальные <i>исследования</i> с использованием новейших достижений науки и техники, уметь критически оценивать результаты и делать выводы, полученные в <i>сложных и неопределённых условиях</i> ; использовать <i>принципы изобретательства, правовые основы в области интеллектуальной собственности</i>	ОК-1; ОК-2; ОПК-2; ОПК-4; ОПК-6; ПК-1; ПК-2; ПК-3; ПК-4; ПК-5; ПК-6; ПК-7; ПК-8; ПК-9; ПК-10; ПК-11; ПК-14; ПК-15; ПК-17; ПК-18; ПК-19; ПК-20; ПК-22; ПК-23
<b>Р3</b>	Проявлять профессиональную <i>осведомленность о передовых знаниях и открытиях</i> в области нефтегазовых технологий с учетом <i>передового отечественного и зарубежного опыта</i> ; использовать <i>инновационный подход</i> при разработке новых идей и методов <i>проектирования</i> объектов нефтегазового комплекса для решения инженерных задач развития нефтегазовых технологий, модернизации и совершенствования нефтегазового производства.	ОК-1; ОК-2; ОПК-1; ОПК-2; ОПК-3; ОПК-6; ОПК-7, ОПК-8, ПК-1; ПК-2; ПК-3; ПК-4; ПК-5; ПК-6; ПК-7; ПК-8; ПК-9; ПК-11; ПК-13; ПК-14; ПК-15; ПК-18; ПК-20; ПК-21; ПК-22; ПК-23
<b>Р4</b>	<i>Внедрять, эксплуатировать и обслуживать современные машины и механизмы</i> для реализации технологических процессов нефтегазовой области, обеспечивать их <i>высокую эффективность</i> , соблюдать правила <i>охраны здоровья и безопасности труда</i> , выполнять требования по <i>защите окружающей среды</i> .	ОК-2; ОПК-1; ОПК-2; ОПК-7, ОПК-8, ПК-1; ПК-3; ПК-6; ПК-9; ПК-10; ПК-11; ПК-14; ПК-16; ПК-17; ПК-18; ПК-19; ПК-21; ПК-22;
<b>Р5</b>	Быстро ориентироваться и выбирать <i>оптимальные решения в многофакторных ситуациях</i> , владеть методами и средствами <i>математического моделирования</i> технологических процессов и объектов	ОК-2; ОК-3; ОПК-1; ОПК-2; ПК-4; ПК-5; ПК-6; ПК-7; ПК-8; ПК-9; ПК-10; ПК-11; ПК-17; ПК-20;
<b>Р6</b>	Эффективно использовать любой имеющийся арсенал технических средств для максимального приближения к поставленным производственным целям при <i>разработке и реализации проектов</i> , проводить <i>экономический анализ затрат, маркетинговые исследования, рассчитывать экономическую эффективность</i> .	ОК-2; ОПК-1; ОПК-2; ОПК-4; ОПК-7, ОПК-8, ПК-1; ПК-3; ПК-4; ПК-5; ПК-6; ПК-8; ПК-9; ПК-10; ПК-11; ПК-13; ПК-14; ПК-15; ПК-16; ПК-17; ПК-18; ПК-19; ПК-20; ПК-21; ПК-22; ПК-23

№	Результаты обучения	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
1	2	3
<b>Р7</b>	Эффективно работать <i>индивидуально</i> , в качестве <i>члена и руководителя команды</i> , умение формировать задания и <i>оперативные планы</i> всех видов деятельности, распределять обязанности членов команды, готовность нести <i>ответственность за результаты работы</i>	ОК-1; ОК-2; ОК-3; ОПК-1; ОПК-2; ОПК-4; ОПК-5; ОПК-6; ПК-6; ПК-11; ПК-12; ПК-13; ПК-14; ПК-15; ПК-23
<b>Р8</b>	Самостоятельно учиться и непрерывно <i>повышать квалификацию</i> в течение всего периода профессиональной деятельности; активно <i>владеть иностранным языком</i> на уровне, позволяющем работать в интернациональной среде, разрабатывать документацию и защищать результаты инженерной деятельности	ОК-1; ОК-2; ОК-3; ОПК-2; ОПК-3; ОПК-4; ОПК-5; ОПК-7, ОПК-8, ПК-1; ПК-8; ПК-23

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа 102 с., 23 рис., 22 табл., 64 источника, 1 прил.

Ключевые слова: вибрация, попутный нефтяной газ, виброскорость, вентилятор, роторные машины, дисбаланс, трение, емкость, устройство.

Объектом исследования является промышленный вентилятор системы охлаждения компрессорной установки.

Цель работы – устранение режимного изменения дисбаланса промышленных вентиляторов посредством установки одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства (АБУ).

В процессе исследования производились расчеты, моделирование и модернизация автобалансирующего устройства, а так же поиск оптимальных форм маятников.

В результате исследования с помощью моделирования были разработаны и изготовлены рабочие части для маятников АБУ, и проведены экспериментальные проверки маятникового АБУ в сборе на стенде вентилятора промышленного типа.

Исходя из полученных результатов проведенных испытаний было установлено, что маятниковое автобалансирующее устройство в значительной мере снижает виброскорость неуравновешенного ротора в указанных направлениях.

В будущем планируется внедрение данной технологии на компрессорной установке Северо-Останинского месторождения.

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

В данной работе применены следующие обозначения и сокращения с соответствующей расшифровкой:

АБУ– автобалансирующее устройство

АВО – аппарат воздушного охлаждения

КГ – корректирующий груз

ПАБ – пассивный автобалансир

СИЗ – средства индивидуальной защиты



## Оглавление

Введение.....	11
1. Обзор литературы.....	14
1.1 Обзор пассивных механических автобалансирующих устройств.....	14
1.1.1 Основные типы пассивных АБУ.....	14
1.2 Направления дальнейшего развития конструкции пассивных АБУ.....	19
1.3 Формы и параметры маятников автобалансирующего устройства.....	23
1.4 Обзор областей применения пассивных АБУ.....	25
2. Объекты и методы исследования.....	29
2.1 Вибрация промышленных вентиляторов.....	29
2.2 Категории вентиляторов.....	30
2.3 Балансировка вентиляторов.....	31
2.3.1 Классы точности балансировки вентиляторов.....	31
2.4 Измерение вибрации вентиляторов.....	32
2.4.1 Система опоры вентиляторов.....	32
2.4.2 Пределы допустимой вибрации вентиляторов при испытаниях в заводских условиях.....	32
2.4.3 Пределы допустимой вибрации вентиляторов при испытаниях на месте эксплуатации.....	33
2.4.4 Влияние процедуры сборки.....	34
2.5 Источники вибрации.....	34
3. Расчет емкости и параметров одноплоскостного автобалансирующего устройства для промышленного вентилятора.....	39
3.1 Расчет параметров первого диска.....	41
3.2 Расчет параметров второго диска.....	44
4. Экспериментальные исследования работы маятникового АБУ на ручной шлифовальной машине.....	45
4.1 Цели и задачи исследования.....	45
4.2 Экспериментальная установка.....	46
4.3 Экспериментальные исследования.....	48
5. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.....	55
5.1 Экономическое обоснование разработки конструкции одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства промышленных вентиляторов.....	55
5.2 Расчет затрат на специальное оборудование и компоненты для проведения научных исследования и экспериментальных работ.....	56
5.2.1 Расчет материальных затрат НТИ.....	57

5.2.2 Расчет транспортных расходов .....	58
5.2.3 Фонд рабочего времени научно-технического персонала .....	58
5.2.4 Расчет заработной платы .....	60
5.2.5 Затраты на единоразовые выплаты (премии) .....	61
5.2.6 Страховые взносы во внебюджетные фонды .....	62
5.2.7 Расчет контрагентных расходов .....	62
5.2.8 Накладные расходы .....	63
5.3 Формирование бюджета научно-исследовательского проекта .....	63
6. Социальная ответственность .....	67
6.1 Профессиональная социальная безопасность .....	67
6.1.1 Анализ вредных и опасных производственных факторов и обоснование мероприятий по их устранению .....	68
6.2 Экологическая безопасность .....	76
6.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях .....	78
6.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности .....	80
Заключение .....	82
Список публикаций .....	83
Список использованных источников .....	84
Приложение А .....	90

## Введение

Одним из направлений современного развития машин и механизмов является увеличение линейных и угловых скоростей движения. Но с их ростом приходится сталкиваться с приращением уровней вибрации, вызываемых вращением неуравновешенных роторов, в следствии чего может привести к повышенному износу подшипников, узлов машин и авариям. В электродвигателях, насосном оборудовании, шлифовальных станках и т. п. режимное изменение дисбаланса является следствием выполняемой ими технологической операции. Однако есть такие типы машин, у которых вектор дисбаланса в процессе эксплуатации постоянно меняет свою величину и направление. Например такие типы машин как, промышленные вентиляторы в которых вибрация появляется вследствие износа подшипников, изменения условий работы и влияния различных катаклизмов. Значительные динамические нагрузки, возникающие в конструктивных элементах, приводят к снижению их надежности и долговечности, росту энергопотребления, ухудшению условий при обслуживании и эксплуатации машин. Поэтому целесообразно уравнивать на ходу автобалансирующим устройством (АБУ) для снижения уровня вибрации в роторных машинах. При определенных условиях они автоматически уравнивают ротор, устраняя силы от дисбалансов и снижая вибрацию машины в процессе ее работы, уменьшая износ подшипников, увеличивая тем самым срок службы машин и приборов.

По характеру устранения дисбаланса автобалансирующие устройства разделяют на два типа: пассивные и активные.

В пассивных АБУ находятся рабочие элементы (корректирующие массы), которые перемещаются за счет внутренних сил, работа активных АБУ на прямую зависит от источника внешней энергии. Тем самым можно сделать вывод, что первый и второй тип АБУ имеют свои достоинства и недостатки.

Основным достоинством пассивных АБУ является простота конструкции. Они не требуют подвода внешних сил, надежны т.к. не имеют

сложной схемы управления и недороги. При большом выборе пассивных АБУ, принцип работы таких устройств одинаков. В свою очередь главным недостатком является невозможность обеспечить уравнивание ротора на скорости ниже критической. На сверхкритической скорости, т. е. на скорости, после которой происходит балансировка ротора, центры корректирующих масс сами находят «легкое» место ротора, тем самым его полностью или частично уравнивая, а дальше вращаются с ним как одно целое. Активные АБУ лишены этого недостатка – они работают на всех скоростях вращения ротора, но сложны по конструкции и требуют сложной системы управления.

Из множества АБУ и различных факторов остановлен выбор на устройстве маятникового типа. Данное устройство не требует больших финансовых затрат, а также имеет простое конструктивное исполнение, их можно крепить на стандартные шарикоподшипники и одним из определяющих параметров точности балансировки в этом случае будет момент трения в шарикоподшипнике, который достаточно мал. Поэтому изучение и применение в промышленности таких устройств является перспективным направлением развития теории вибрационной защиты.

Целью работы является проведение теоретических и экспериментальных исследований работы маятниковых автобалансирующих устройств на промышленных вентиляторах и разработка конструкции маятникового АБУ, позволяющего производить автоматическую балансировку с заданной точностью.

Для достижения поставленной цели предполагалось решить ряд задач:

- провести патентный поиск автобалансирующих устройств;
- предложить конструкцию нового АБУ;
- определить параметры необходимые для расчета одноплоскостного дискового автобалансирующего устройства промышленных вентиляторов;
- провести экспериментальные исследования работы маятникового АБУ.

Научная новизна работы:

- было предложено новое конструктивное решение АБУ маятникового типа, получено экспериментальное подтверждение адекватности теоретических расчетов реальной модели и эффективности работы маятникового АБУ для снижения вибрации неуравновешенного ротора.

Практическая ценность работы:

- Получена методика расчетов параметров одноплоскостного дискового АБУ для промышленных вентиляторов;

- предложены оптимальные формы маятников АБУ и приведены зависимости для расчета их параметров.

# 1 Обзор литературы

## 1.1 Обзор пассивных механических автобалансирующих устройств

Исходя из того, что в данной работе проводятся исследования АБУ пассивного типа, то подробнее остановимся на их анализе, так же достаточно хорошо он проведен в работе [1].

### 1.1.1 Основные типы пассивных АБУ

Первое АБУ появилось практически сто пятьдесят лет тому назад. Немецкий инженер А. Феска 26 марта 1872 года получил патент кольцевое АБУ, для уравнивания вертикально расположенного барабана машины по осушке сахара. Было предложено насаживать внутри барабана два и более кольца, диаметры которого больше, чем вал. Тем самым при достижении зарезонансных скоростей происходит самоцентрирование ротора (Рисунок 1).

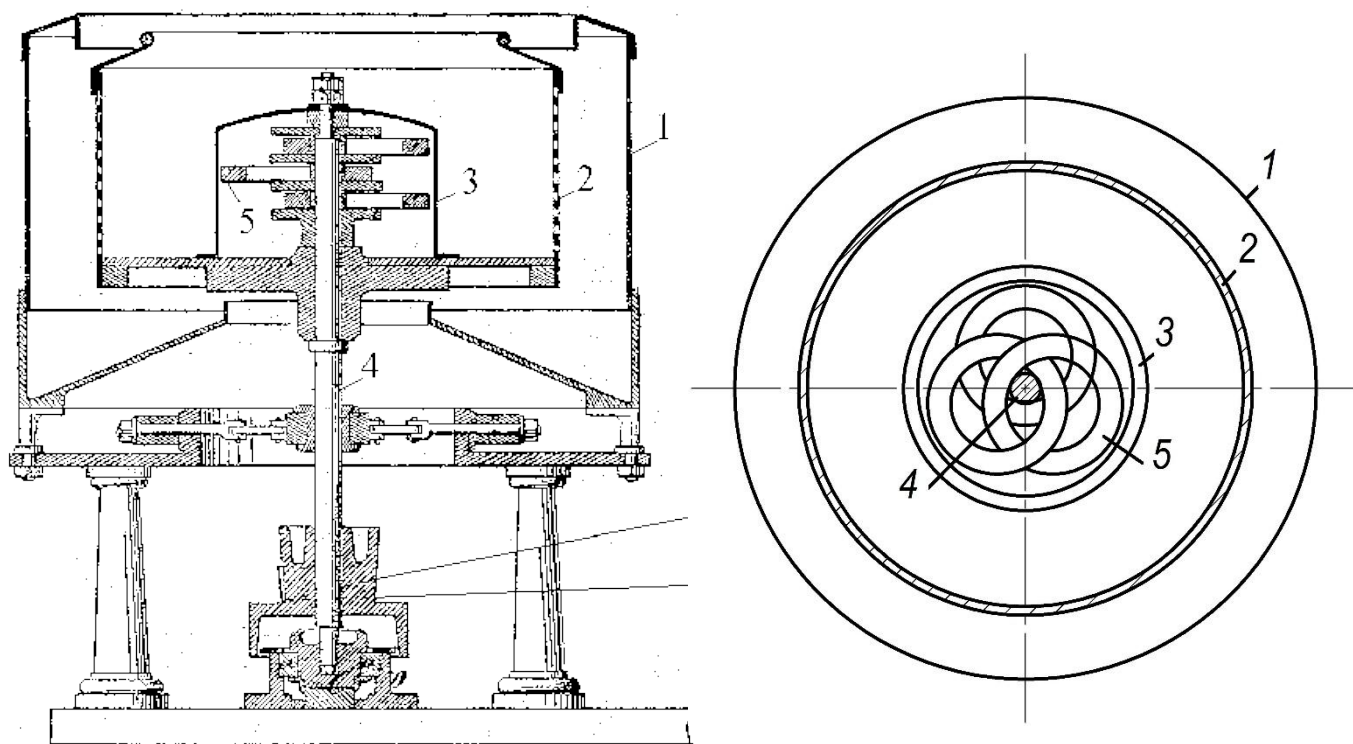


Рисунок 1 – Кольцевое АБУ А. Феска:

1 – машина; 2 – барабан; 3 – АБУ; 4 – вал; 5 – центрирующее кольцо.

Однако, у такого типа АБУ были недостатки, из-за появления дополнительного дисбаланса при пуске, разгоне и выбеге ротора, вследствие установки АБУ в барабан. К тому же АБУ использует внутреннее пространство барабана, для некоторых типов машин не желательно. Эти недостатки были исправлены в новой конструкции АБУ, которую предложил немецкий инженер Е. Розе. На рисунке 2 представлена схематически установка колец относительно барабана. Кольца 3 и 4 в таком исполнении находятся в подвешенном состоянии относительно вала 2 и барабана 6, когда кольца 5 расположены на горизонтальных площадках 7. Такая конструкция обеспечивает спокойный пуск, разгон и выбег ротора, так как на небольших скоростях на кольца действуют силы тяжести стремясь к нейтральному положению.

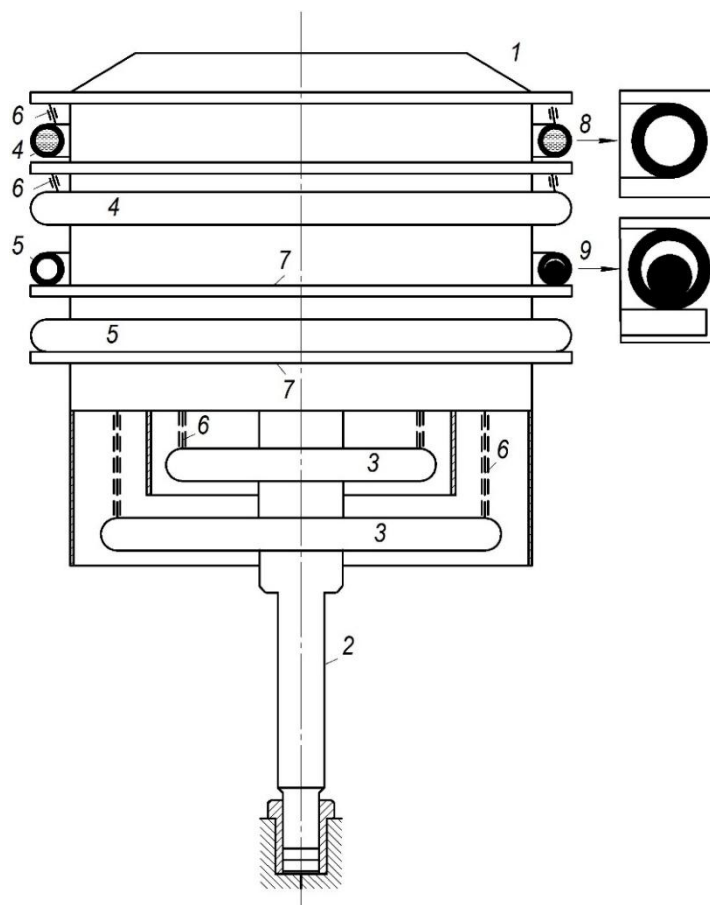


Рисунок 2 – Кольцевое АБУ Е. Розе:

- 1 – барабан; 2 – вал; 3, 4, 5 – кольца; 6 – цепь; 7 – горизонтальная площадка;  
8 – жидкость; 9 – шар.

Так же Е. Розе было предложено изготавливать полые кольца, заполняя их жидкостью, либо шарами. Поэтому данное устройство можно рассматривать как прототип жидкостных и шаровых АБУ, которые появились намного позже.

В 1932 году американским инженером Е. Сирл было предложено шаровое балансирующее устройство с использованием конической обоймы в которой располагаются стальные шары (рисунок 3). Эта конструкция уравнивает ротор с вертикальной осью вращения и устанавливается на вал ротора. При неподвижном роторе шары находятся в нижней части обоймы под действием сил тяжести. С увеличением скорости до критической, они по средствам центробежной силы занимают свои места, тем самым устраняя неуравновешенность движущихся частей.

Как видно из приведенного примера, несовершенство, заключающееся в увеличении дисбаланса ротора на малых скоростях, действительно преодолевается, но, как обычно и происходит, в ущерб другому показателю качества. Появляется «новый» недостаток – шаровое АБУ Сирла подходит только для уравнивания вертикальных роторов.

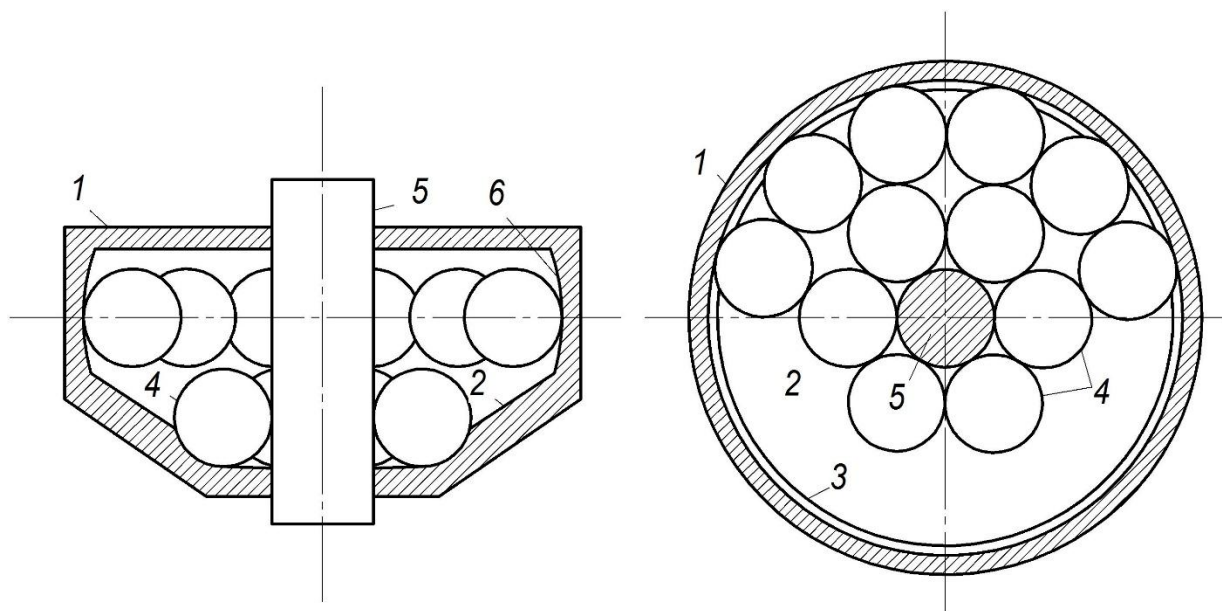


Рисунок 3 – Шаровое АБУ Е. Сирла:

1 – корпус АБУ; 2 – коническая обойма; 3 – беговая дорожка; 4 – шары; 5 – вал.



В 1940 году К. Кендалл запатентовал маятниковое АБУ. Оно не вносит динамический дисбаланс в роторную систему как кольцевое АБУ. Это связано с особенностями его конструкции и работы (рисунок 4). В состав АБУ входят четыре оси установленные симметрично относительно вала ротора, на них насажены маятники находящиеся в одной плоскости. При достижении критической скорости происходит отклонения маятников, уменьшая дисбаланс системы.

При разгоне-выбеге, т. е. при нестационарных режимах ротора все маятники отклоняются в противоположную относительно направления вращения ротора сторону и упираются в ограничители. В таком состоянии они занимают симметричное положение относительно ротора и не вносят статический дисбаланс в систему. Аналогичное происходит и при торможении. Необходимо отметить, что в силу конструктивных особенностей такие маятниковые АБУ не могут полностью уравновесить статический дисбаланс ротора и поэтому можно считать, что их конструкция менее удачна, чем конструкция шарового АБУ.

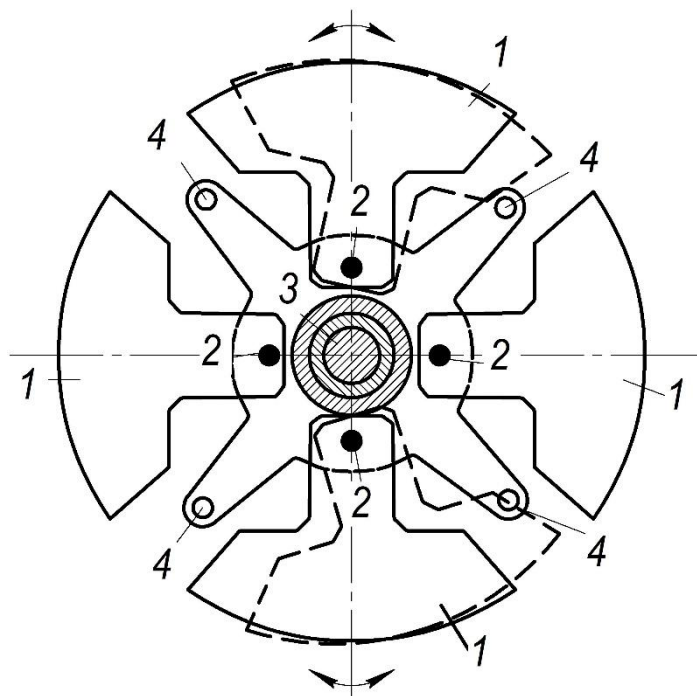


Рисунок 4 – Маятниковое автобалансирующее устройство:

1 – маятник; 2 – ось; 3 – вал; 4 – ограничитель.

Во всех этих работах, при определении точности балансирования роторов механическими АБУ предполагалось, что геометрическая ось ротора совпадает с осью АБУ. На самом деле это не так. При изготовлении и обработке деталей возникают погрешности линейных размеров, геометрических форм, а также погрешности в относительном расположении осей, поверхностей или конструктивных элементов деталей. Поэтому всегда имеет место определенная несоосность посадочной поверхности АБУ относительно общей оси посадочных поверхностей вала. При учете данной несоосности, возникает ряд вопросов: каково будет взаиморасположение центров ротора, АБУ, оси вращения системы и тяжести маятников (шаров), какой будет остаточный дисбаланс системы при установившемся вращении, как будет влиять трение в подшипнике подвеса маятника (трение в контакте шар – беговая дорожка) на величину этого остаточного дисбаланса и т.п. Поэтому, изучение динамики автобалансирующих при наличии несоосности их посадочной поверхности относительно общей оси посадочных поверхностей вала является актуальной задачей.

Теории по пассивным автобалансирующим устройствам было посвящено большое количество работ. Вопросы точности балансировки кольцевыми АБУ рассмотрены Тюманок А. Н. [2]. Анализ работы маятниковых АБУ посвящены труды Закржевского М. В. [3] и Блехмана И.И. [4]. Много работ посвящено исследованию шаровых устройств балансировки. Расчет емкости автобалансирующего устройства, то есть определение параметров шара и беговой дорожки устройства из условия устранения максимального дисбаланса, проведен Кравченко В. И. [5], Нестеренко В. П. [6], Гусаровым А. А. и Шаталовым Л. Н. [7]. В первых двух работах подбор параметров осуществляется по номограммам, а в последней – по таблицам.

Так же Нестеренко В. П. были рассмотрены в своих работах [12-15] режимы работы шаровых автобалансирующих устройств при разных случаях движения.

## **1.2 Направления дальнейшего развития конструкции пассивных АБУ**

Процесс балансировки роторов пассивными АБУ осуществляется на закритических частотах вращения ротора, поэтому при использовании пассивных АБУ возникает проблема исключения режима разбалансировки на докритических частотах вращения при разгоне ротора и облегчения его пуска. Фиксацию корректирующих грузов можно выполнить несколькими путями: с помощью постоянного магнита [16], электромагнитов [17] или различными механическими фиксаторами [18].

Балансировочное устройство, предложенное Самаровым Н.Г. и Деглиным Э.Г. [16] имеет вертикально расположенную коническую обойму 1, в которой размещены компенсирующие элементы в виде шаров 2, и выполненные на внутренней поверхности обоймы равномерно расположенные ребра 3, параллельные образующей конуса.

При достижении оборотов, соответствующих закритической области, центробежные силы, действующие на шары 2, превышают силу веса, удерживающую их в нижнем положении. Шары поднимаются в верхнюю часть обоймы 1, где они самопроизвольно занимают необходимое для уравнивания положение. При снижении чисел оборотов центробежные силы уменьшаются, а шары опускаются в промежуток между ребрами 3, которые ограничивают перемещение шаров по окружности на скоростях ниже критической (рисунок 5).

В данном устройстве шары (с некоторой степенью точности) сохраняют оптимальное положение, достигнутое на скоростях выше критической, что обеспечивает возможность балансировки на скоростях ниже критических.

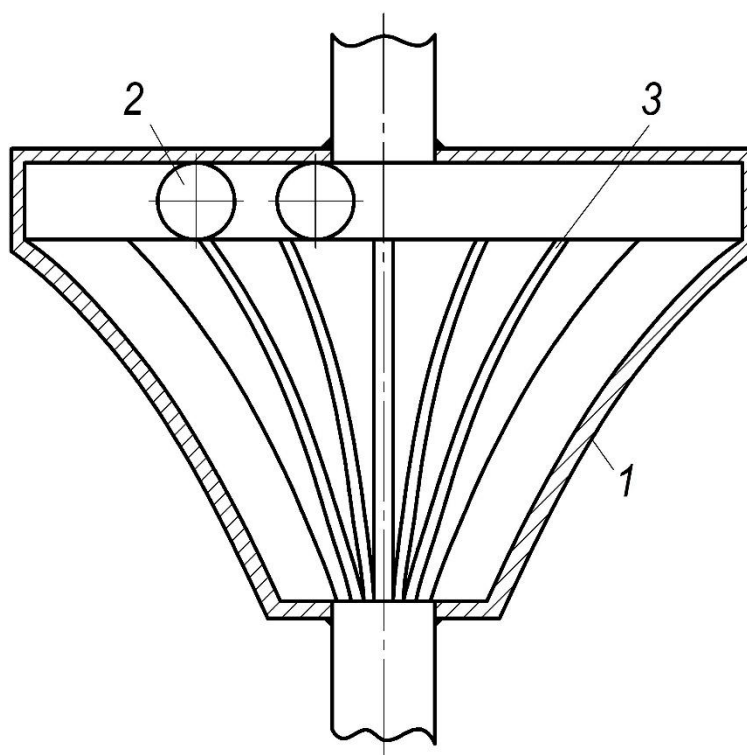


Рисунок 5 – Балансировочное устройство, предложенное

Самаровым Н. Г. и Деглиным Э. Г.:

1 – обойма; 2 – шар; 3 – ребра.

Автобалансирующее устройство Ивина С.М. и Сидорова В.Е. [18] позволяет повысить надежность работы устройства на переходных режимах частот вращения (рисунок 6). На рабочей частоте вращения корректирующие массы в виде шаров самоустанавливаются на обойме в требуемое положение. При меньшей частоте вращения магниты, выполненные с радиальным направлением намагничивания, притягивают шары к кольцу, где они западают в фиксирующие углубления. Для повышения надежности шары выполнены из магнитомягкого материала, обойма и кольцо из немагнитного материала, а внутренняя полость устройства заполнена демпфирующей жидкостью.

Устройство работает следующим образом. На закритической частоте вращения шары 4 находятся на беговой дорожке кольцевой обоймы 3 и самоустанавливается в положении уравнивания. При замедлении вращения силы притяжения магнитов 5 и 8 превышают центробежную силу, действующую

на шары 4, и шары притягиваются к кольцу 6 и западают в фиксирующие углубления 7. В таком положении устройство проходит резонансную частоту, вплоть до остановки. При разгоне шары 4 остаются зафиксированными до момента, пока в закритической зоне центробежная сила не превысит силу магнитного притяжения, которая и назначается исходя из известной критической частоты. Магниты 8 способствуют снижению давления шаров 4 на беговую дорожку обоймы 3 и улучшают условия движения шаров 4 в радиальном направлении при фиксации. Этому же способствует то обстоятельство, что магниты 5 и 8 выполнены с радиальным направлением магнитного поля. Выполнение шаров 4 из магнитомягкого материала, а кольца 6 и обоймы 3 из немагнитного материала способствует уменьшению возможности слипания шаров 4 при балансировке, а наличие демпфирующей жидкости 2 способствует снижению ударных нагрузок при переходе на обойму 3 и обратно.

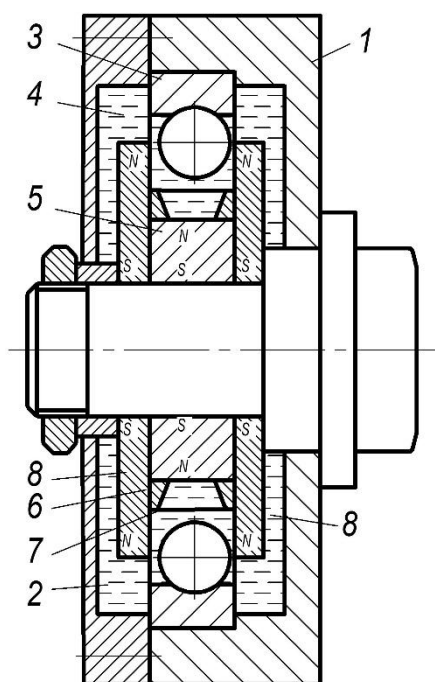


Рисунок 6 – Балансировочное устройство, предложенное

Ивиным С.М. и Сидоровым В.Е.:

- 1 – корпус; 2 – демпфирующая жидкость; 3 – кольцевая обойма; 4 – шар; 5 – магнит; 6 – кольцо; 7 – фиксирующие углубления; 8 – магнит.

Устройство для гашения вибраций шлифовального круга Черкизова А.К. [19] (рисунок 7) содержит полый цилиндрический корпус, закрепленный на планшайбе с размещенными внутри него шариками, механизм фиксации шариков в виде тарельчатого диска, установленного на направляющих пальцах. Тарельчатый диск взаимодействует с шариками, а для изменения условий его взаимодействия с шариками он подпружинен вдоль оси полого цилиндрического корпуса пружинами. Устройство позволяет осуществлять балансировку шлифовального круга неоднократно, после каждой заправки шлифовального круга, не отключая станок.

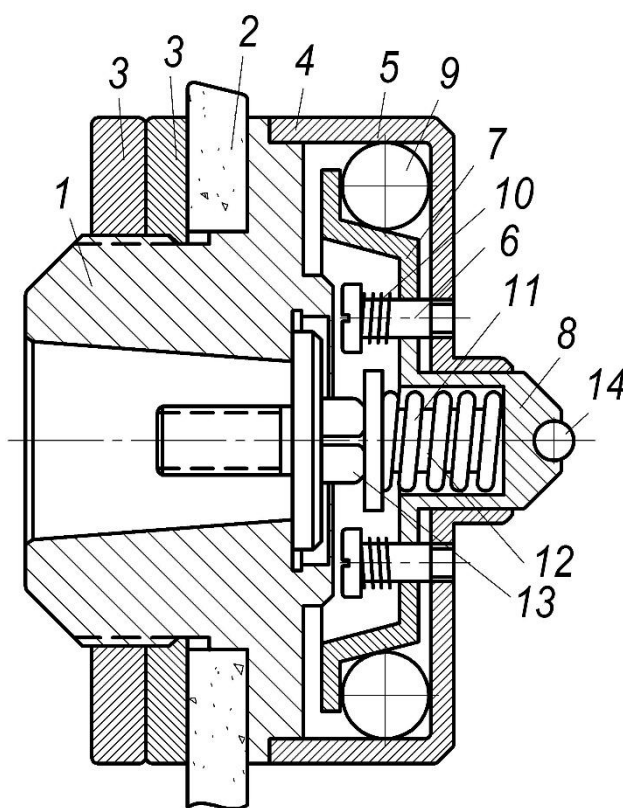


Рисунок 7 – Балансировочное устройство, предложенное Черкизовым А.К.:

- 1 – планшайба; 2 – шлифовальный круг; 3 – гайка; 4 – резьба; 5 – корпус;  
 6 – направляющие пальцы; 7 – тарельчатый диск; 8 – хвостовик;  
 9 – балансировочный шарик; 10,11 – пружина; 12 – толкатель; 13 – винт;  
 14 – контактный шарик.

### 1.3 Формы и параметры маятников автобалансирующего устройства

В ходе последующих усовершенствований упомянутые выше устройства были значительно улучшены, однако их конструкция при этом принципиально не изменилась. Основным признаком, который различает разные типы АБУ, является тип корректирующего груза (КГ), который в нем используется. На рисунке 1.7 приведены разные типы КГ, используемые в АБУ. На рисунке 8 приведенные схемы, объясняющие работу разных типов АБУ.

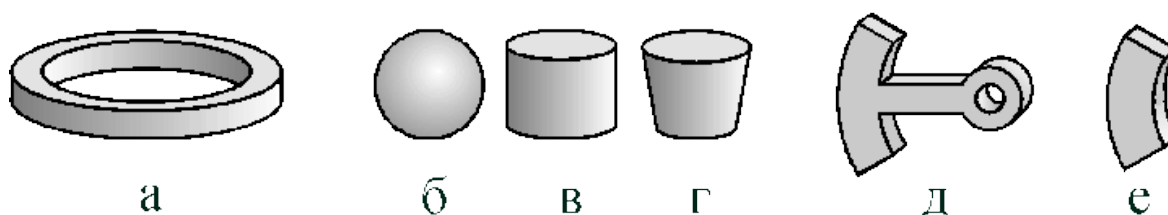


Рисунок 8 – Классические корректирующие грузы:

а – кольцо; б – шар; в – ролики; г – конический ролик; д – маятник; е – сегмент.

Несмотря на разные типы КГ, принципы работы таких устройств одинаковы. Так, в описанных устройствах во время уравнивания разных дисбалансов центры масс КГ движутся в поперечной плоскости ротора по окружностям с центром на продольной оси ротора. АБУ работают на закритических скоростях вращения ротора – скоростях, после которых происходит самоцентрирование ротора. На этих скоростях КГ приходят в то положение, в котором уравнивают ротор (рисунок 9), и дальше вращаются с ним как одно целое, пока не начнет меняться дисбаланс, или угловая скорость вращения ротора, или на ротор не начнут действовать возмущающие силы разной природы.

Обзор литературы по конструкции пассивных АБУ показывает, что описанные типы пассивных АБУ возникли первыми и наиболее распространены.

Поэтому в работе [20] Филимоныхина Г.Б. было предложено называть их классическими АБУ.

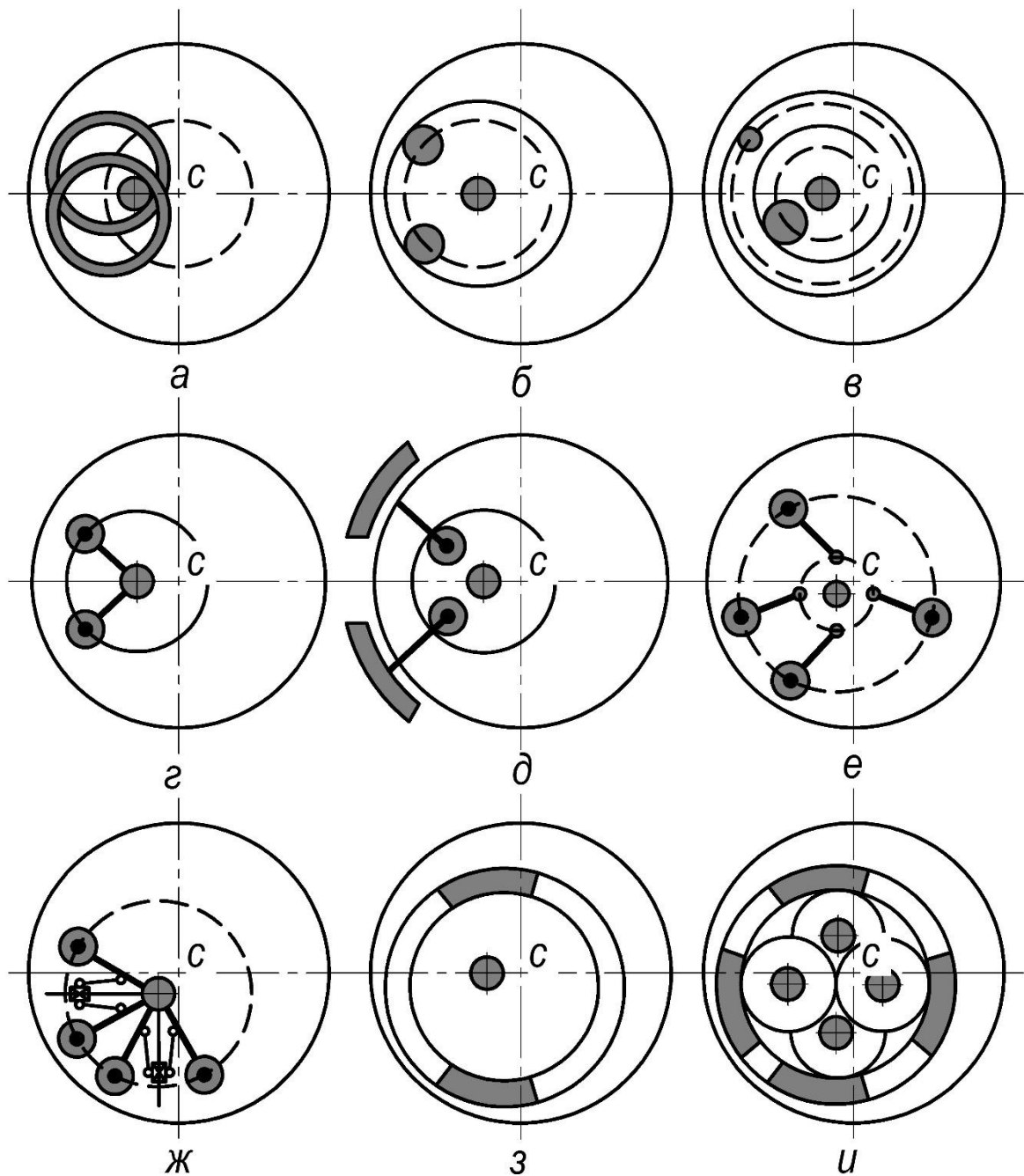


Рисунок 9 – Классические пассивные автобалансиры:

а – кольцевой; б – шаровой (роликовый); в – шаровой (роликовый) с рядным расположением шаров (роликов); г – маятниковый с маятниками на валу ротора; е – маятниковый с маятниками на осях; ж – маятниковый со связями; з – сегментный; и – сегментный со связями.



## 1.4 Обзор областей применения пассивных АБУ

Перед тем, как рассматривать области применения пассивных АБУ, следует отметить, что наибольшее применение в технике нашел шаровой АБУ. Связано это с тем, что шаровой АБУ обеспечивает наибольшую точность уравнивания ротора, а с другой стороны, его корпус может охватывать ротор снаружи, что освобождает внутреннее пространство ротора. Менее используются роликовые и маятниковые АБУ. Но при равных габаритных размерах они позволяют получить большую балансирующую емкость в сравнении с шаровыми АБУ. Практически не используются кольцевые АБУ, поскольку в сравнении с габаритными размерами имеют небольшую балансирующую емкость. Также практически не используются сегментные АБУ, поскольку на сегменты действуют значительные силы сухого трения, уменьшает точность уравнивания ими ротора.

Описанные типы АБУ с твердыми КГ были сначала предложены для уравнивания экстракторов машин по осушению сахара [21], центрифуг, экстракторов, сепараторов с вертикально расположенным валом [22], качественных роторов, в частности шпинделей станков [23], шпинделей деревообрабатывающих станков, дисковых пил, шлифовальных кругов, вращающихся частей двигателей, гироскопов, пропеллеров самолетов [24], и др. В дальнейшем такие устройства нашли применение для уравнивания барабанов бытовых стиральных машин с вертикальной [25,26] и горизонтальным [27,28] расположением барабана, автомобильных и авиаколёсах [29-33], вращающихся частей двигателей внутреннего сгорания, в частности коленчатых валов [31-34], лопастей вертолета, шпинделей шлифовальных и полировальных станков [35-40], шлифовальных дисков ручных шлифовальных машин [41-44], сменных дисков, и CD и DVD дисков в соответствующих устройствах, используемых в цифровой технике [45,46], сепараторов, вентиляторов [47], и в других роторных машинах.

Предлагалось использовать устройства для уравнивания космических аппаратов и станций, и боеголовок и снарядов, положение которых стабилизируется в пространстве вращением.

Ниже рассматриваются некоторые патенты, которые иллюстрируют способ использования АБУ при уравнивании различных объектов.

На рисунке 10 изображено использование шарового АБУ для уравнивания вращающихся частей шлифовального (полировального) станка, предложенное Thearle E.L. в патенте US 1,967,163. На шпиндель 1 станка насажен шлифовальный (полировальный) круг 2. Их и другие вращающиеся части в сборе уравнивают два шаровых АБУ 3 насаженных на шпиндель с противоположных сторон. Это обеспечивает полное уравнивание вращающихся частей. По подобной схеме можно использовать все АБУ, предложенные для таких станков в упомянутых выше источниках [21,22,34-40].

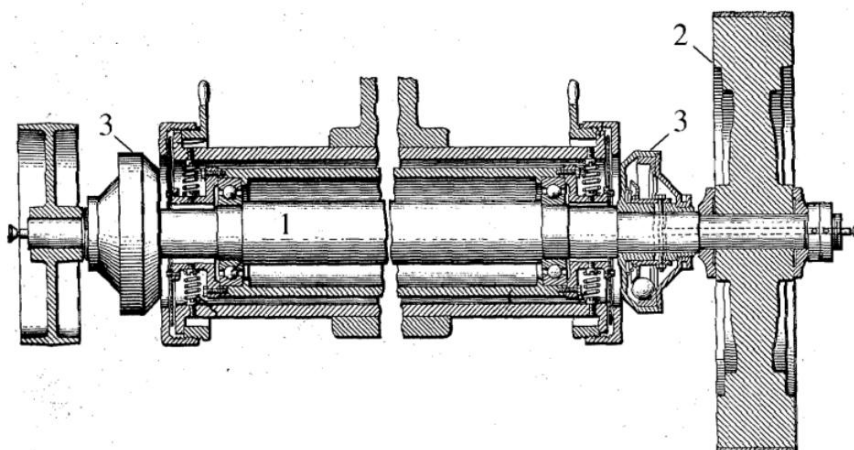


Рисунок 10 – Patent US 1,967,163 Уравнивания вращающихся частей шлифовального (полировального) станка:

1 - шпиндель, 2 - шлифовальный (полировальный) круг, 3 - шаровой АБУ

На рисунке 11 изображение использования шарового АБУ для уравнивания вращающихся частей двигателя внутреннего сгорания, предложенного в патенте US 4,674,356 [33].

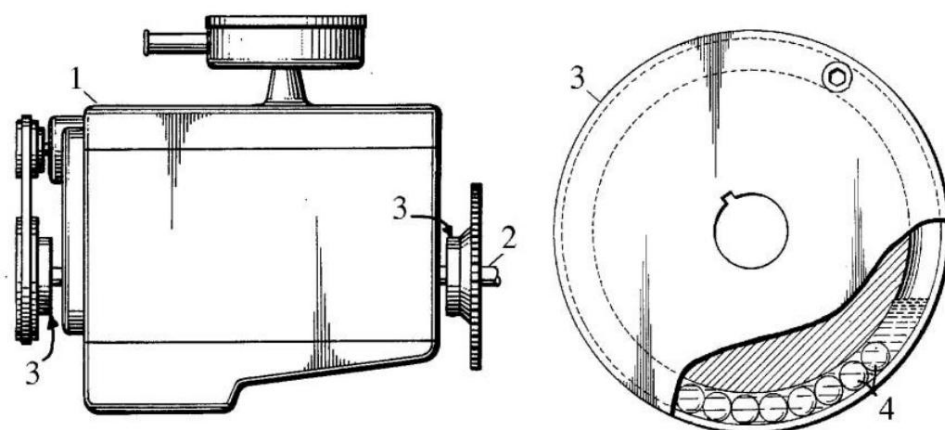


Рисунок 11 – Patent US 4,674,356 Уравновешивания вращающихся частей двигателя внутреннего сгорания: 1 - двигатель, 2 - вал, 3 - шаровой АБУ, 4 – шары

На рисунке 12 изображен двигатель 1, на вал 2 которого с противоположных сторон насажены два шаровых АБУ 3. Это обеспечивает полное (динамическое) уравновешивание вращающихся частей двигателя.

Некоторые патенты решают комплексную задачу по защите автомобилей от вибраций. Так на рисунке 12 изображено использование шарового АБУ для уравновешивания коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания, и вращающихся частей автомобильных колес, предложенного в патенте US 5,460,017 [32].

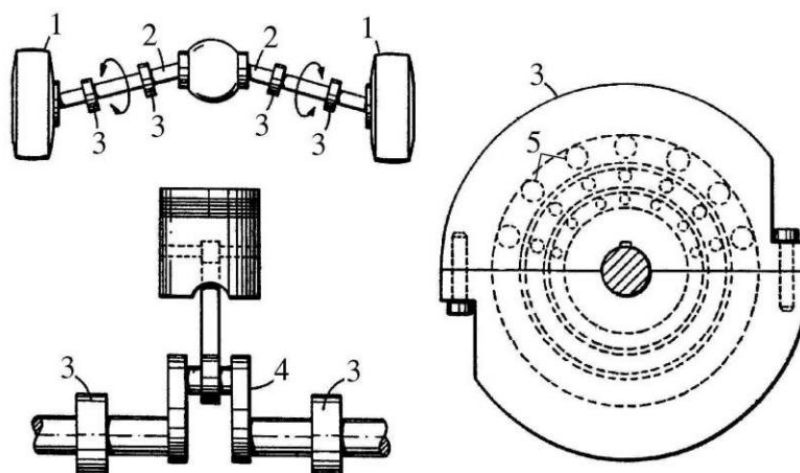


Рисунок 12 – Patent US 5,460,017 Уравновешивания вращающихся частей автомобильных колес и коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания: 1 - колесо, 2 - вал колеса, 3 - шаровой АБУ, 4 - коленвал, 5 – шары.

Из рисунка видно, что вал колес и коленвал уравниваются двумя АБУ в двух плоскостях коррекции, что обеспечивает их полное уравнивание.

Перечислить все усовершенствования АБУ, работающие по схеме А.Феска, нет возможности. Объясняется это большим количеством патентов. Особенно в последнее время наблюдается значительное увеличение их количестве. Появление новых патентов связана как с расширением областей применение пассивных АБП, так и с совершенствованием их конструкций.

## **2 Объекты и методы исследования**

### **2.1 Вибрация промышленных вентиляторов**

Осевые вентиляторы широко используются в различных отраслях промышленности, в нефтяной и газовой отрасли, сельском хозяйстве, животноводстве и др. Особенно актуальны в аппаратах воздушного охлаждения (АВО), шахтной вентиляции для подачи чистого воздуха или отвода вредных газов, при пневмотранспортировании, для вентиляции на животноводческих фермах и тому подобное.

Крыльчатки осевых вентиляторов мало защищены от попадания пыли, коррозии, износа под действием твердых абразивных частиц. Это приводит к их разбалансировке, и как следствие, к ухудшению работы вентилятора, увеличение нагрузки на подшипники и их разрушения. Чистка лопаток вентилятора приводит к их износу и деформации, также увеличивает дисбаланс.

В процессе работы вентилятора направление и значение дисбаланса постоянно меняется, вследствие чего балансировки крыльчатки до начала эксплуатации не приносит желаемого эффекта, поэтому ее целесообразно балансировать на ходу. Для этого можно использовать пассивные автобалансиры, которые предназначены для уравнивания на ходу.

Производимая вентилятором вибрация, это одна из его главных технических характеристик. Она в полной мере передает качество конструирования и изготовления изделия. Повышенная вибрация может указывать на неправильную установку вентилятора, ухудшение его технического состояния и т.п. В таких случаях как правило вибрацию вентиляторов замеряют когда проводят приемо-сдаточные испытания, установку перед запуском в эксплуатацию, а также при проверке технического состояния машины. Значения вибрации вентилятора также используют при проектировании его опоры.

Вибрационное состояние вентилятора оценивают проводя измерения вибрации на его опорах.

Основание – это та часть на которую устанавливается вентилятор создавая нужную опору вентилятору. Масса и жесткость основания выберется исходя из того, чтобы создавались препятствия усилению передаваемой вибрации через него.

Из-за того, что масса и жесткость временного основания, на котором устанавливается вентилятор при испытаниях в заводских условиях, может существенно отличаться от условий установки на месте эксплуатации, то в заводских условиях предельные значения применяют к узкополосной вибрации в области частоты вращения, а для испытаний на месте установки вентиляторов – к широкополосной вибрации, определяющей общее вибрационное состояние машины. Под местом эксплуатации понимается место окончательной установки вентилятора, для которого определены условия его работы.

## **2.2 Категории вентиляторов**

Вентиляторы делятся на категории в зависимости от характеристики назначений вентилятора, класса точности их балансировки, так же играют роль рекомендуемые предельные значения параметров вибрации.

Основные критерии вентилятора это его назначение и конструкция позволяющие классифицировать многие типы вентиляторов по допустимому значению дисбаланса и уровню вибрации.

К представленным в таблице 1 категориям, можно отнести вентиляторы учитывая условия их использования, допустимые значения дисбалансов и уровни вибрации. Изготовитель сам определяет категорию вентилятора.

Таблица 1 – Категории вентиляторов

Условия применения	Примеры	Потребляемая мощность, кВт	BV-категория
Бытовые и офисные помещения	Потолочные и чердачные вентиляторы, оконные кондиционеры	$\leq 0,15$	BV-1
		$> 0,15$	BV-2
Здания и сельскохозяйственные помещения	Вентиляторы для проветривания помещений и в системах кондиционирования воздуха; вентиляторы в серийном оборудовании	$\leq 3,7$	BV-2
		$>3,7$	BV-3
Технологические процессы и производство энергии	Вентиляторы в закрытых помещениях, шахтах, конвейерах, котлах, аэродинамических трубах, в системе газоочистки	$\leq 300$	BV-3
		$>300$	см. ГОСТ ИСО 10816-3
Транспорт, в том числе морские суда	Вентиляторы на локомотивах, грузовых и легковых автомобилях	$\leq 15$	BV-3
		$>15$	BV-4
Туннели	Вентиляторы для проветривания метро, туннелей, гаражей	$\leq 75$	BV-3
		$>75$	BV-4
		Любая	BV-4
Нефтехимическое производство	Вентиляторы для удаления опасных газов, а также используемые в других технологических процессах	$\leq 37$	BV-3
		$>37$	BV-5
Производство компьютерных чипов	Вентиляторы для создания чистых помещений	Любая	BV-5

## 2.3 Балансировка вентиляторов

### 2.3.1 Классы точности балансировки вентиляторов

Для колеса вентилятора используют класс точности балансировки (таблица 2). Так же может проводиться балансировка сразу нескольких элементов в сборе, куда кроме колеса могут входить вал, соединительная муфта, шкив и т.д. Помимо этого балансировки могут потребовать отдельные элементы сборки.

Таблица 2 – Классы точности балансировки

Категория вентилятора	Класс точности балансировки роторов (колес)
BV-1	G16
BV-2	G16
BV-3	G6,3
BV-4	G2,5
BV-5	G1,0

## 2.4 Измерение вибрации вентиляторов

### 2.4.1 Система опоры вентиляторов

При определении вибрационного состояния вентиляторов после их установки учитывают жесткость опоры. Жесткой опорой считается, опора у которой первая собственная частота системы «вентилятор - опора» превышает скорость вращения. В случае установки на бетонный фундамент опору больших размеров можно считать жесткой, а при установке на виброизоляторы - податливой. Стальная рама, на которую часто устанавливают вентиляторы, может относиться к любому из двух указанных типов опоры.

### 2.4.2 Пределы допустимой вибрации вентиляторов при испытаниях в заводских условиях

К вентиляторам в сборе применяются предельные уровни вибрации, приведенные в таблице 3. Испытаниях для измерения виброскорости проводятся в заводских условиях в узкой полосе частот на опорах подшипников.

Таблица 3 -Предельные значения вибрации при испытаниях в заводских условиях

Категория вентиляторов	Предельное с.к.з. виброскорости, мм/с	
	Жесткая опора	Податливая опора
BV-1	9,0	11,2
BV-2	3,5	5,6
BV-3	2,8	3,5
BV-4	1,8	2,8
BV-5	1,4	1,8



### 2.4.3 Пределы допустимой вибрации вентиляторов при испытаниях на месте эксплуатации

Вибрация любых вентиляторов на местах эксплуатации зависит не только от качества их балансировки. Воздействие могут оказывать, например, такие причины, связанные с установкой, как масса и жесткость системы опоры. Поэтому изготовитель вентиляторов, если только это не оговорено контрактом, не несет ответственности за уровень вибрации вентилятора на месте его эксплуатации.

В таблице 4 приведены рекомендуемые предельные значения при нормальной работе вентиляторов (в единицах виброскорости для широкополосной вибрации на корпусах подшипников) разных категорий.

Таблица 4 - Предельные значения вибрации на месте эксплуатации

Вибрационное состояние вентилятора	Категория вентилятора	Предельное с.к.з. виброскорости, мм/с	
		Жесткая опора	Податливая опора
Пуск в эксплуатацию	BV-1	10	11,2
	BV-2	5,6	9,0
	BV-3	4,5	6,3
	BV-4	2,8	4,5
	BV-5	1,8	2,8
Предупреждение	BV-1	10,6	14,0
	BV-2	9,0	14,0
	BV-3	7,1	11,8
	BV-4	4,5	7,1
	BV-5	4,0	5,6
Остановка	BV-1	__1)	__1)
	BV-2	__1)	__1)
	BV-3	9,0	12,5
	BV-4	7,1	11,2
	BV-5	5,6	7,1

Принимая вентилятор в эксплуатацию вибрация не должна превышать значений «пуска в эксплуатацию». В режиме эксплуатации вентиляторов возможно повышение уровня вибрации, так как детали со временем изнашиваются. Повышение вибрации в таком случае считается нормой и не должно вызывать тревоги, пока уровень не достиг предупредительный значений.

По достижении вибрацией уровня «предупреждение» требуется провести исследование причины образования вибрации и разработать меры по ее

устранению. В таком случае работу вентилятора необходимо постоянно контролировать.

При достижении критических значений вибрации, уровня «останов», должны быть приняты меры по немедленному определению неисправности, в случае невозможности устранения причин повышенной вибрации, вентилятор необходимо остановить. Задержка с нормализацией работы вентилятора может привести к повреждению подшипников, появлению трещин в роторе и сварке корпуса, как итог, разрушение вентилятора.

Оценивая вибрационное состояние вентилятора контролируется изменение уровня вибрации относительно времени. Внезапное изменение вибрации указывает на необходимость неотложного осмотра вентилятора, и его техническое обслуживание.

#### **2.4.4 Влияние процедуры сборки**

Помимо колеса в состав вентилятора входит большое количество вращающихся элементов, которые тоже оказывают влияние на вибрационное состояние вентилятора: приводные шкивы, ремни, соединительные муфты, роторы электродвигателей или других устройств привода. В случае поставки вентилятора без приводного оборудования, изготовитель имеет право не проводить проверку для определения уровня вибрации. Даже если изготовитель выполнил балансировку колеса вентилятора, это не гарантирует плавную работу до тех пор, пока вся машина не будет собрана и испытана на вибрацию при пуске вентилятора в эксплуатацию.

Как правило после пусконаладочных работ проводится дополнительная балансировка, для уменьшения уровня вибрации до оптимальных показаний. Это позволяет установить базовую линию и обозначить дальнейшие мероприятия по техническому обслуживанию.

#### **2.5 Источники вибрации**

Во время работы на вентилятор воздействуют многие источники вибрации, и на определенных частотах вибрация может быть сравнена с

конкретными особенностями устройства машины. В данном разделе проанализированы часто встречающиеся возбудители вибрации, наблюдаемые для многих типов вентиляторов.

– Дисбаланс

Это самый главный источник вибрации вентилятора; он характеризуется присутствием образования вибрации на частоте вращения. Причиной дисбаланса является то, что ось вращающихся масс размещена под углом к оси вращения или с эксцентриситетом. В некоторых случаях это случается из-за неравномерного распределения вращающихся масс, суммой допусков на величину отверстия втулки вентилятора и вала, изгибом вала или сочетанием этих факторов. Вибрация, в следствии дисбаланса, сказывается в основном в радиальном направлении.

При работе вентилятора дисбаланс колеса может возрасти из-за налипания на него частичек воздуха. В процессе эксплуатации в агрессивных средах дисбаланс может возникнуть в следствии неравномерной эрозии или коррозии колеса.

Дисбаланс устраняется дополнительным уравниванием в соответствующих плоскостях, но перед процедурой балансировки, требуется определить источники возникновения дисбаланса, после их устранения проверяется вибрационное состояние машины.

– Несоосность

Этот дефект может быть в том случае, когда валы электродвигателя и вентилятора соединены через ременную передачу или с помощью гибкой муфты. Несоосность определяется по собственным частотным составляющим вибрации, как правило, это первая и вторая гармоники оборотной частоты. В случае параллельного смещения осей валов вибрация проявляется преимущественно в радиальном направлении, а при пересечении осей под углом доминирующей может стать вибрация в продольном направлении.

Если валы соединены под углом друг к другу и при этом использованы жесткие соединительные муфты, то в машине начинают действовать

знакопеременные силы, вызывающие повышенный износ валов и муфт. Этот эффект может быть существенно ослаблен использованием гибких соединений.

### 1 Источники электрической природы

Неравномерные нагревы ротора электродвигателя нередко приводят к его прогибу, который обуславливает появление дисбаланса. Для большинства явлений вибрации электрической природы присуще их незамедлительное исчезновение при отключении электропитания.

### 2 Возмущения от ремонтного привода

В общем случае существует два вида проблем, связанных с ременным приводом, при работе этого привода проявляется влияние сторонних дефектов, либо дефекты присутствуют на самом ремне.

В первом случае, это является результатом действующих сил от других источников, вследствие этого замена ремня не даст нужного результата. Обычно такими источниками являются: дисбаланс в системе привода, эксцентриситет шкивов и ослабление механических соединений. Следовательно перед заменой ремня производится анализ вибрации и выявляются источники возбуждения.

Что касается многоремненных приводов неодинаковые натяжения ремней могут повлечь за собой то, что вибрация передаваемая на ремни будет возрастать во много раз.

В случаях, когда источником вибрации является сам ремень, это связано с его физическими дефектами такими как: трещины, уплотнение мм размягчение структуры, грязь на его поверхности, вырванный материал с поверхности ремня и т.д.

Дефекты связанные в механической и электрической природой являются источниками вибрации, которая в дальнейшем перетекает в воздушный шум.

Шумы механического происхождения могут быть связаны с дисбалансом вентилятора или двигателя, шумом подшипников, центровкой осей, колебаниями стенок воздуховода и панелей корпуса, вибрацией амортизаторов, лопастей, заслонок, труб и опор, а также передачей механических колебаний по конструкции.

К шуму электрической природы относятся различные формы преобразований электрической энергии.

В данной работе решается задача с уравнивания крыльчаток осевых вентиляторов на ходу в процессе эксплуатации пассивными автобалансирами. Поскольку вентилятор - это короткий ротор, то его можно уравнивать на ходу статически - одним автобалансиром в одной плоскости коррекции.

На основе проведенного обзора литературы, касающегося теории, сравнения конструкций, направлений развития пассивных механических АБУ можно сделать следующие выводы:

1 В настоящий момент наиболее широко изучены шаровые АБУ вращающихся роторов, теория других пассивных АБУ (маятниковых, кольцевых и т.д.) развита значительно меньше.

2 Развитие теории пассивных АБУ идет в нахождении областей и условий устойчивой балансировки роторов автобалансирами, в определение различных факторов влияющих на точность балансировки роторов.

3 Развитие конструкций пассивных АБУ происходит в следующих направлениях:

- исключение режима разбалансировки на докритических частотах вращения ротора;
- стабилизация уравниваемого состояния ротора;
- повышение точности балансировки за счет уменьшения трения и возбуждения поперечных колебаний, корректирующих масс в направлении, совпадающем с осью ротора;
- повышение эффективности работы АБУ за счет увеличения их емкости и расширения области применения.

Общий анализ использования маятниковых АБУ вращающихся роторов показал, что они перспективны для устранения режимного изменения дисбаланса некоторых типов машин, так как они осуществляют автоматическую балансировку с высокой точностью и минимальным временем переходного процесса; работают в широком диапазоне изменения частоты вращения ротора

на частотах выше критической; обладают малым весом и габаритами; просты по конструкции.

Среди широкого комплекса задач, связанных с изучением и разработкой надежных пассивных АБУ вращающихся роторов, необходимо выделить следующие, решение которых составляет содержание настоящей диссертационной работы:

1. Предложена оригинальная конструкция нового одноплоскостного дискового АБУ.

2. Произведены расчеты включающие в себя определение требуемой емкости АБУ для промышленных вентиляторов.

3. Исходя из требуемой емкости было рассчитано и изготовлено маятниковое АБУ.

4. Проведение экспериментального исследования применения маятникового АБУ на ручных шлифовальных машинах.

### 3 Расчет емкости и параметров одноплоскостного автобалансирующего устройства для промышленного вентилятора

На кафедре ТПМ ТПУ было разработано и рассчитано оригинальное конструктивное решение автобалансирующего устройства, позволяющего эффективно снижать колебания вызванные вращением неуравновешенных роторов при работе машин.

Из множества автобалансирующих устройств и различных факторов остановлен выбор на устройстве дискового типа. Данное устройство не требует больших финансовых затрат, а также имеет простое конструктивное исполнение.

В балансировке ротора участвует два, закрепленных на подшипниках качения, корректирующих диска, находящиеся в одной плоскости. В процессе вращения диски выстраиваются относительно ротора для компенсации дисбаланса.

На рисунке 13 представлено автобалансирующее устройство, установленное на роторе в разрезе.

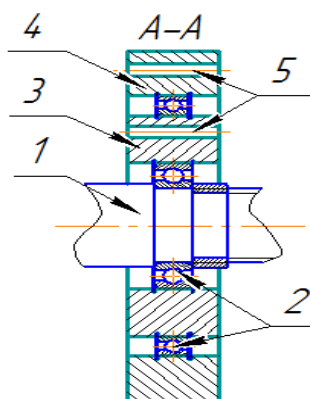


Рисунок 13 – Автобалансирующее устройство:

- 1 – ротор; 2 – подшипники качения; 3 – первый диск; 4 – второй диск;  
5 – отверстия

На рисунке 14а представлено устройство работающее в условиях  $\omega < \omega_{кр}$ , где из центра тяжести для каждого диска  $C_{m1}$  и  $C_{m2}$  векторы дисбаланса  $D_{m1}$  и  $D_{m2}$  направлены противоположно вектору дисбалансу ротора  $D_p$ , исходящего из центра  $C_p$ .

На рисунке 14б работа протекает в условии, когда  $\omega > \omega_{кр}$ , корректирующие диски принимают положение устойчивой работы ротора.

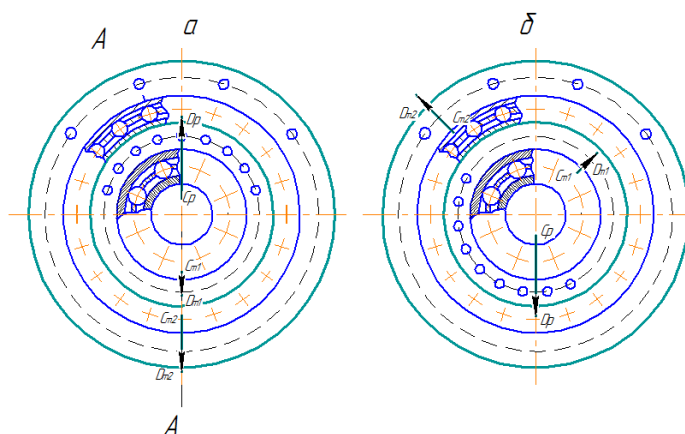


Рисунок 14 – Схема АБУ при работе  $\omega < \omega_{кр}$ , и при работе на закритических угловых скоростях

Точность подбора параметров АБУ является главным критерием, определяющим возможность и качество балансировки.

Исходными данными для проектирования параметров АБУ для промышленного вентилятора являются:

$D$  – максимальный возможный в период эксплуатации дисбаланс ротора, Г·мм;

$k_3$  – коэффициент запаса емкости АБУ;

$\omega$  – критическая угловая скорость ротора,  $c^{-1}$ ;

$m$  – масса вращающейся части промышленного вентилятора, кг;

$\rho$  – плотность материала одноплоскостного маятника,  $\frac{кг}{м^3}$ ;

$d_p$  – диаметр ротора, мм;

Геометрические размеры АБУ должны быть минимальными или допускаемыми габаритными размерами корпуса промышленного вентилятора.



### 3.1 Расчет параметров первого диска

Рассчитывая емкости первого и второго диска необходимо знать массу ротора промышленного вентилятора, угловую скорость и определить максимально допустимый дисбаланс.

Определяя класс точности балансировки в соответствии со стандартом ИСО 1940–73 для промышленных вентиляторов применяют, четвертый класс точности.

Таблица 5 – Класс точности балансировки роторов ИСО 1940–73

Класс точности	$e_{ст}\omega_{max}$ , мкм	Типы роторов
4	6,3	Промышленный вентилятор

Далее следует вычисление значения дисбаланса с коэффициентом запаса емкости АБУ.

$$D_3 = 1,2D \quad (1)$$

Подставив значения, получаем:

$$D_3 = 1,2 \cdot 6,3 \frac{\text{мм}}{\text{с}} = 7,560 \frac{\text{мм}}{\text{с}} \quad (2)$$

После чего, полученное значение дисбаланса, уравнивается при помощи спроектированного одноплоскостного АБУ. Составными частями автобалансирующего устройства являются два диска расположенные в одной плоскости. Емкость первого диска должна быть равной емкости второго.

Вычислим значение емкости для дисков:

$$S = \frac{D_3}{2} \quad (3)$$

Подставив полученное значение (2) в формулу получаем:

$$S = \frac{7,56 \frac{\text{мм}}{\text{с}}}{2} = 3,780 \frac{\text{мм}}{\text{с}} \quad (4)$$

Полученную емкость первого диска переводим в единицы измерения  $\text{г} \cdot \text{мм}$ , для упрощения расчета параметров.

$$\omega = 2\pi \frac{n}{60}, \quad (5)$$

где  $n$  – угловая скорость вращения ротора промышленного вентилятора.

Угловую скорость ротора принимаем 3000 об/мин.

$$\omega = 2 \cdot 3,14 \cdot \frac{3000 \frac{\text{об}}{\text{мин}}}{60} = 314,159 \text{ с}^{-1} \quad (6)$$

Величина удельного дисбаланса:

$$e = \frac{S}{\omega} \quad (7)$$

Подставив значение получим:

$$e = \frac{3,780 \frac{\text{мм}}{\text{с}}}{314,159 \text{ с}^{-1}} = 0,012 \text{ мм} \quad (8)$$

Емкость диска вычислим из уравнения:

$$S_d = e(1000m) \quad (9)$$

где  $m$  – масса ротора, кг.

При условии, что масса ротора промышленного вентилятора принимается 300 кг, значит, емкость одного диска должна быть:

$$S_d = 0,012 \cdot (1000 \cdot 300 \text{ кг}) = 7219 \text{ г} \cdot \text{мм} \quad (10)$$

После, определения значения емкости одного диска, приступаем к расчету необходимых параметров первого диска. Для того чтобы АБУ можно было использовать необходимо руководствоваться допустимыми габаритами промышленного вентилятора.

В соответствии с размерами узла выхода, толщина первого диска принимается  $\delta = 40$  мм, диаметр вала  $d_b = 50$  мм, плотность стали  $\rho = 7850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  ГОСТ 1050–88, диаметр просверленных отверстий первого диска  $d_{10} = 10$  мм, количество отверстий  $N_{\text{отв}} = 9$ .

Найдем массу просверленного отверстия:

$$m_{10} = \pi \delta \rho \frac{d_{10}^2}{4} \quad (11)$$

Подставляя значения:

$$m_{10} = 3,14 \cdot 0,04 \text{ м} \cdot 7850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{(0,01 \text{ м})^2}{4} = 0,025 \text{ кг} \quad (12)$$

Затем определяется сумма расстояний от центра отверстий до оси x.

$$S_d = m_{10} \sum_{i=1}^N y_i \quad (13)$$

Из формулы (13) необходимо выразить сумму расстояний:

$$\sum_{i=1}^N y_i = \frac{S_d}{m_{10}} \quad (14)$$

Подставляя значения:

$$\sum_{i=1}^N y_i = \frac{7219 \text{ г} \cdot \text{мм}}{25 \text{ г}} = 292,734 \text{ мм} \quad (15)$$

Чтобы найти расстояние от каждого отверстия до оси x:

$$y_i = R_{10} \sin(\varphi_i) \quad (16)$$

где  $R_{10}$  – радиус, на котором просверлены отверстия,  $\varphi_1$  – угол, на котором размещены отверстия относительно центра диска.

Так как в первом диске  $N_{\text{отв}} = 9$ , то принимаем угол  $\varphi_i = 18^\circ$ .

Из формулы (16) можно найти  $R_{10}$ :

$$R_{10} = \frac{\sum_{i=1}^N y_i}{\sum(\sin \varphi_i)} \quad (17)$$

Подставляем известные величины:

$$R_{10} = \frac{292,734 \text{ мм}}{(2 \cdot (\sin 18^\circ) + 2 \cdot (\sin 36^\circ) + 2 \cdot (\sin 54^\circ) + 2 \cdot (\sin 72^\circ) + (\sin 90^\circ)}$$
$$= 46,365 \text{ мм} \quad (18)$$

Оба диска устанавливаются на подшипники, для уменьшения габаритных размеров установки и веса, подбираются подшипники легкой или особо легкой серии. Для ротора промышленного вентилятора выбирается подшипник №1000810 с размерами  $d = 50$  мм,  $D = 65$  мм, согласно ГОСТ 8338–57. Исходя из этого, посадочный диаметр отверстия для первого диска равен 65 мм.

Следовательно, все необходимые параметры первого диска известны.

### 3.2 Расчет параметров второго диска

После определения параметров первого диска, далее определим параметры второго. Выше было сказано, для того чтобы устранить дисбаланс ротора, необходимо соблюдать условие:

$$S_d = S_{1д} = S_{2д} \quad (19)$$

Для упрощения конструкции второго диска принимается такая же толщина,  $\delta = 40$  мм, как и у первого. Диаметр просверленных отверстий второго диска  $d_{2о} = 7,5$  мм, количество отверстий  $N_{отв} = 4$ .

Так как  $N_{отв} = 4$ , то принимается угол  $\varphi_i = 36^\circ$ .

Далее находится масса просверленных отверстий:

$$m_{2о} = \pi \delta \rho \frac{d_{2о}^2}{4} \quad (20)$$

$$m_{2о} = 3,14 \cdot 0,04\text{м} \cdot 7850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{(0,0075\text{м})^2}{4} = 0,014 \text{ кг} \quad (21)$$

Сравнив емкости первого и второго диска, вычислим радиус, на котором располагаются просверленные отверстия второго диска:

$$R_{2о} = \frac{S_d}{m_{2о}(2 \sin(\varphi_i) + 2 \sin(2\varphi_i))} \quad (22)$$

$$R_{2о} = \frac{7219\text{г} \cdot \text{мм}}{14\text{г} \cdot (2 \sin(36^\circ) + 2 \sin(72^\circ))} = 169,09 \text{ мм} \quad (23)$$

В соответствии с подобранными размерами  $d = 110$  мм,  $D = 140$  мм, согласно ГОСТ 8338–57, подшипника №1000822 на первый диск, диаметр посадочного отверстия получился 140 мм.

Таким образом, был произведен расчет параметров второго диска.

## 4 Экспериментальные исследования работы маятникового АБУ на ручной шлифовальной машине

### 4.1 Цели и задачи исследования

На производстве часто возникают проблемы повышенной вибрации промышленных вентиляторов. Они в свою очередь пагубно сказываются на работоспособности основных узлов оборудования.

По полученным данным на кафедре ТМП Томского политехнического университета было разработано и изготовлено АБУ маятникового типа.

Целью нашего исследования являлась проверка работоспособности маятникового АБУ на ручной шлифовальной машинке. Для этого была разработана и изготовлена экспериментальная установка на базе ручной электрической шлифовальной машины TSM1-150.

Данные машины снабжены коллекторным двигателем и питаются от сети 230 В, 50 Гц. Максимальная мощность двигателя машины – 1,5 кВт; частота вращения шпинделя на холостом ходу – до 6300 об/мин, частота вращения шпинделя при номинальной потребляемой мощности – 3600 об/мин. В данной машине вращение шпинделю передается через редуктор, который снижает примерно в 2 раза частоту вращения ротора. Масса машины без шлифовального круга составляет 5,1 кг.

Шлифовальная машина относится к 4 классу и имеет максимальный дисбаланс круга 2250 г·мм. Чтобы полностью уравновесить максимально возможный дисбаланс системы каждый из двух маятников должен обладать емкостью:

$$E = 2250/2 = 1125 \text{ г·мм.}$$

При проведении лабораторных исследований ставились задачи:

1. Провести исследование вибрационного состояния ручной шлифовальной машины (РШМ) без АБУ и с маятниковым АБУ при меняющейся величине дисбаланса.

2. Установить, на каких частотах происходит уменьшение уровней виброскоростей РШМ при применении АБУ.

3. Проверить правильность выбора максимально необходимой емкости АБУ для устранения вибрации РШМ от изменения дисбаланса шлифовального круга.

#### 4.2 Экспериментальная установка

Отталкиваясь от расчетов, представленных в предыдущем разделе «Расчет емкости и параметров одноплоскостного автобалансирующего устройства для промышленного вентилятора» была собрана лабораторная модель.

Было разработано и изготовлено маятниковое автобалансирующее устройство (рисунки 15 – 16), описанное в 3 разделе настоящей работы. Масса АБУ – 400 г, что составляет 6,1 % от массы шлифовальной машины.

Вибрационные испытания проводились в лаборатории кафедры теоретической и прикладной механики Томского политехнического университета. Для измерения вибрационных параметров использовался прибор для измерения шума и вибрации ВШВ-003 и вибродатчик ДН-4.



Рисунок 15 – Экспериментальная модель РШМ с маятниковым АБУ



Рисунок 16 – Экспериментальная модель РШМ с маятниковым АБУ в сборе

### 4.3 Экспериментальные исследования

При выполнении эксперимента проводились замеры общего уровня вибрации на холостом ходу в установившемся режиме с разными значениями дисбаланса, который менялся при помощи грузов на имитаторе шлифовальных дисков. Итоги замеров приведены в таблицах 6 – 7.

Таблица 6 – Уровни виброскорости ручной шлифовальной машины на холостом ходу без АБУ

Направления	1	2	3	4	5	6
Дисбаланс, г·мм	Виброскорость, Дб					
0	134,3	135,6	141,6	141,9	128,9	139,3
264	137,4	136,9	142,4	145,3	129,5	143,9
472	140,9	138,9	142,4	146,9	131,1	144,2
710.8	141,3	140,3	143,5	148,4	132,5	144,8
911.7	144	140,3	144,2	149,7	132,5	145,1
1109	144,6	140,3	145,1	150,7	133,2	145,1
1289	145,8	142,7	145,7	151,5	133,6	145,4
1431.9	145,7	143,3	145,9	152	134	145,4
1578.9	146,7	143,6	146,2	152,6	134	145,7
1657.1	148,2	144,2	147,2	152,7	134	145,7
1761.1	148,6	144,3	147,6	152,9	134	145,7
1768.3	149,2	144,2	148,4	152,6	134	147,2
1823	149,5	145,2	147,2	152,4	134	147,2

Таблица 7 – Уровни виброскорости ручной шлифовальной машины на холостом ходу с АБУ

Направления	1	2	3	4	5	6
Дисбаланс, г·мм	Виброскорость, Дб					
0	134,3	124,1	134,3	132	128,9	135,6
264	134,3	126	135,8	132,5	128,9	134,6
472	132,5	126	137,6	132,5	128,9	135,3
710.8	135,2	125,1	136,9	132	128,9	135
911.7	135	128,3	136,1	131,6	128,9	135,8
1109	134,3	127,6	137,4	131,1	129,5	135,3
1289	136,4	131,1	137,1	131,6	129,5	134,3
1431.9	136,9	130,1	137,6	131,1	129,5	135
1578.9	136,4	130,1	136,9	132,5	128,9	135,3
1657.1	137,4	131,1	136,6	131,1	128,9	136,4
1761.1	137,1	128,3	136,1	132	129,5	136,9



Продолжение таблицы 7

Направления	1	2	3	4	5	6
Дисбаланс, г·мм	Виброскорость, Дб					
1768.3	136,9	129,5	136,4	130,6	130,1	136,1
1823	137,1	130,1	136,1	131,6	130,1	136,1

Для наглядности полученных результатов, по полученным данным были построены графики, которые представлены на рисунках 17-22. На графиках толстой линией изображены экспериментальные кривые измерения виброскорости в данном направлении шлифовальной машины без АБУ, а тонкой линией – с маятниковым АБУ.

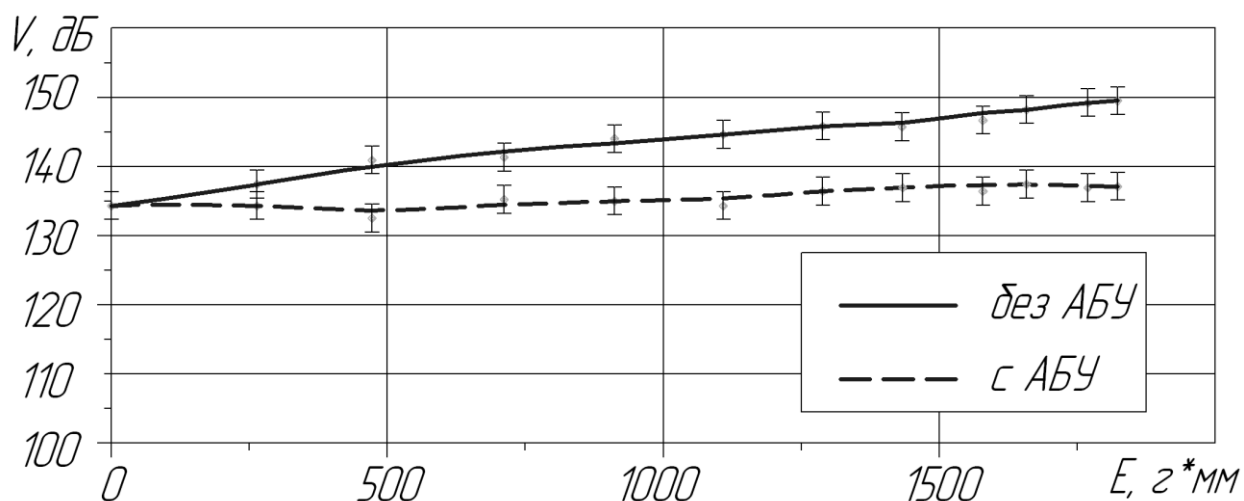


Рисунок 17 – График измерения виброскорости в направлении 1

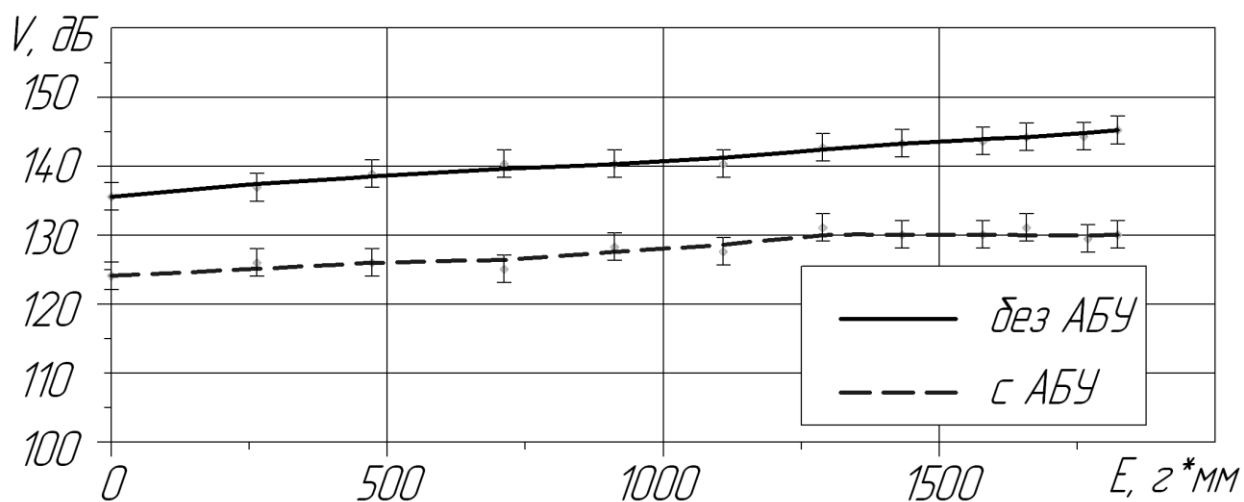


Рисунок 18 – График измерения виброскорости в направлении 2

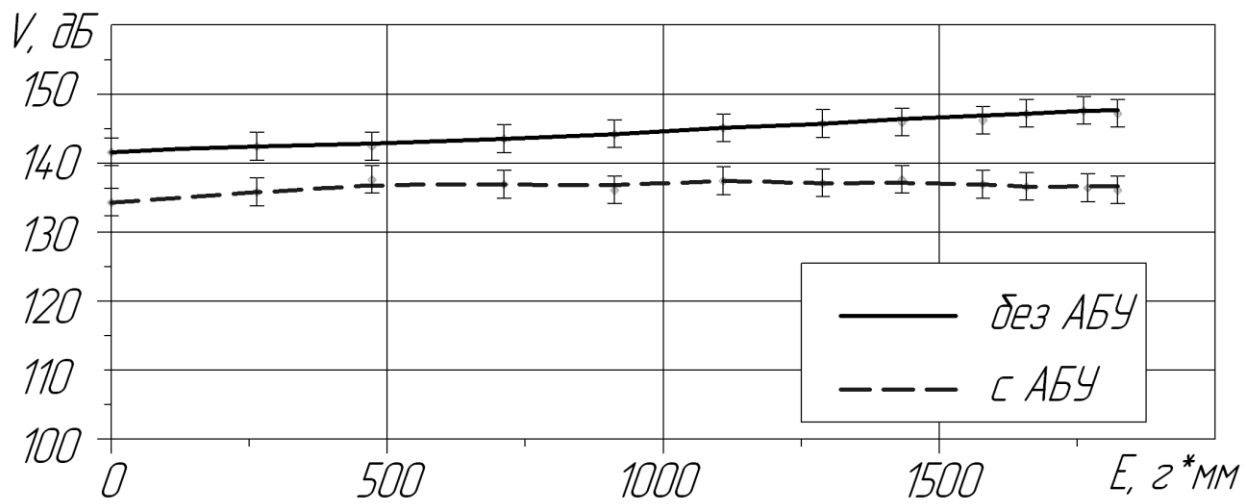


Рисунок 19 – График измерения виброскорости в направлении 3

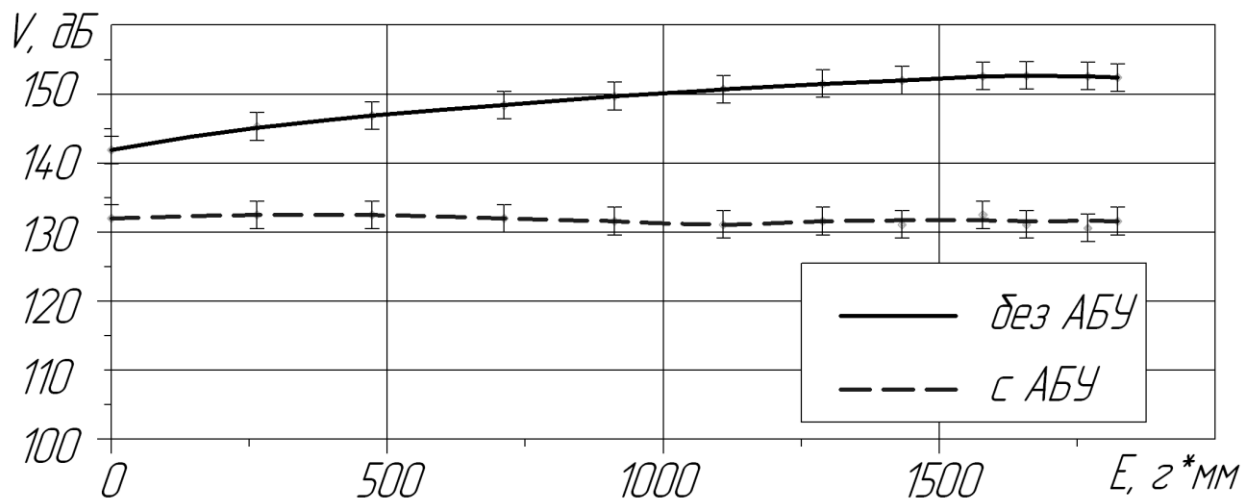


Рисунок 20 – График измерения виброскорости в направлении 4

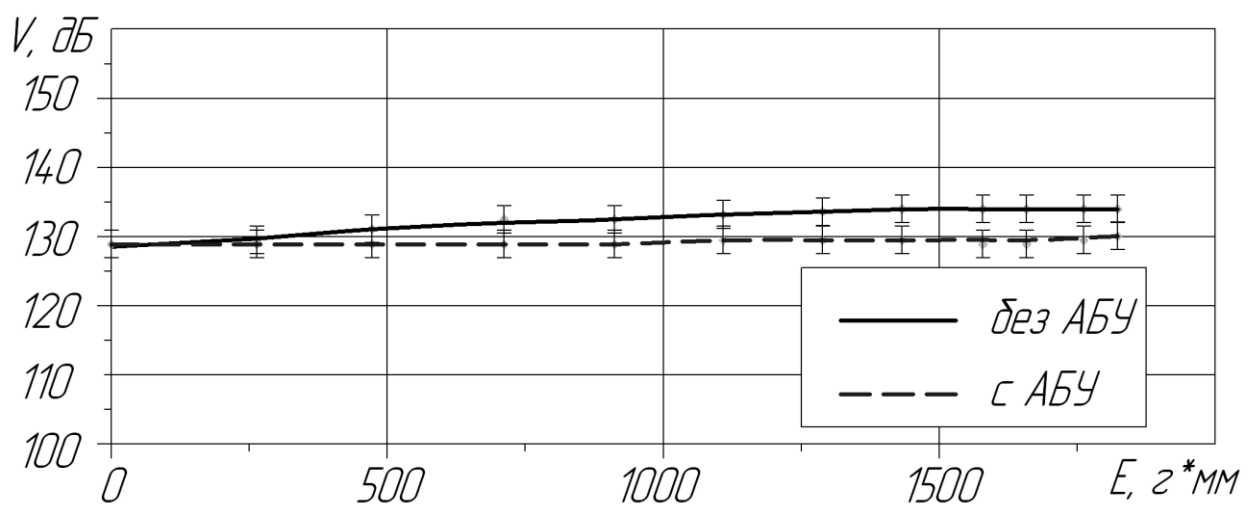


Рисунок 21 – График измерения виброскорости в направлении 5

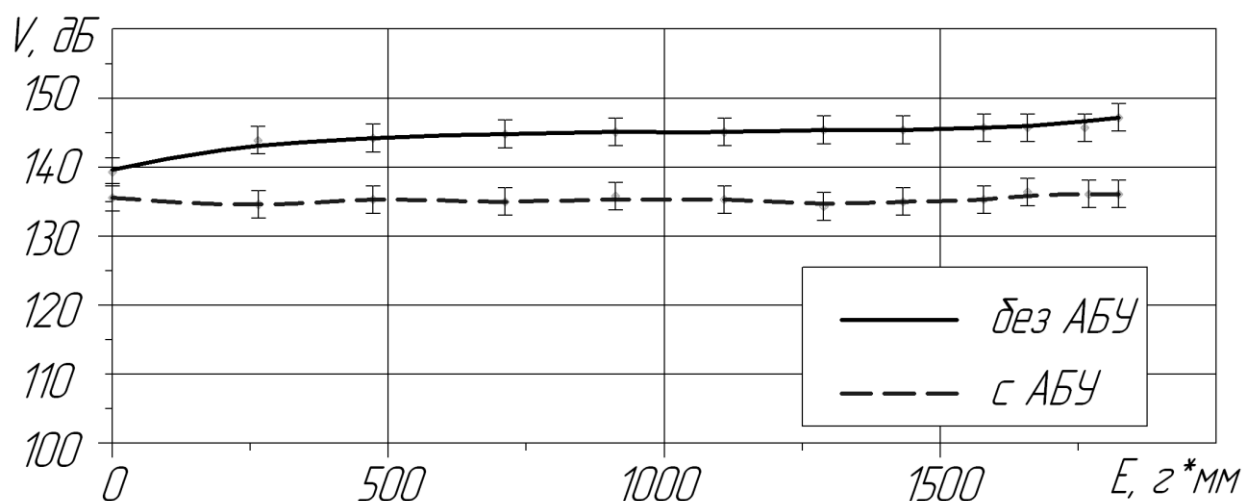


Рисунок 22 – График измерения виброскорости в направлении б

Исходя из полученных данных экспериментального исследования видно, что маятниковые АБУ существенно уменьшают виброскорость неуравновешенных роторов в указанных направлениях. При использовании шлифовальной машины, без АБУ, с увеличением дисбаланса круга виброскорость корпуса тоже растет. Используя машину с маятниковым АБУ, виброскорости корпуса почти нет и меняется в очень малых пределах.

Для шлифовальной машины данного типа наибольшая вибрация появляется в точках (1) и (4), а также (3) и (6). В точках (2) и (5), совпадая с осью ротора и шпинделя, вибрация минимальная. Это объясняется тем, что ось машины, проходящая через центр колебаний машины, движется, образуя коническую поверхность, поэтому уровни виброскорости в плоскости, перпендикулярной оси ротора и удаленной от центра колебаний, максимальны.

По итогу проведения эксперимента можно сделать несколько выводов о достоинствах одноплоскостного дискового АБУ:

1. Маятниковое АБУ значительно снижает уровни виброскоростей неуравновешенных роторов, если их рабочая частота вращения выше критической.

2. При верно подобранной емкости конструкции не происходит увеличения уровня виброскорости ротора при росте его дисбаланса.

3. Максимальное уменьшение уровня виброскорости ротора происходит на частоте, близкой к частоте с которой вращается ротор.

4. Исходя из того что корректирующие массы вращаются в одной плоскости, они друг друга уравнивают, если дисбаланс равен нулю.

5. Компактные в осевом направлении.

6. Не вызывает дополнительного моментного дисбаланса

Недостатки маятникового АБУ:

1. Возрастает масса и момент инерции ротора, что приводит к росту периода его разгона.

2. При разгоне ротора с АБУ появился однократный рывок, который не наблюдался ранее при разгоне ротора без АБУ.

## «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Магистранту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
2БМ5Е	Петрову Геннадию Альбертовичу

<b>Институт</b>	<b>Природных ресурсов</b>	<b>Кафедра</b>	<b>ТПМ</b>
Уровень образования	Магистратура	Направление/ специальность	Нефтегазовое дело

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

<p>1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, финансовых, информационных и человеческих</p>	<p>1. Оценка затрат на проведение научно-исследовательской работы по разработке конструкции одноплоскостного автобалансирующего устройства промышленных вентиляторов</p>
<p>2. Нормы и нормативы расходования ресурсов</p>	<p>1. СТО Газпром РД 1.12-096-2004</p>
<p>3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</p>	<p>1. Налоговый кодекс РФ 2. ФЗ–212 о страховых взносах в пенсионный фонд Российской Федерации, фонд социального страхования Российской Федерации, федеральный фонд обязательного медицинского страхования от 24.07.2009 в редакции N 438-ФЗ от 19.12.2016г.</p>

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

<p>1. Оценка эффективности НИИ «Разработка конструкции одноплоскостного автобалансирующего устройства промышленных вентиляторов» с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения</p>	<p>1. Оценка перспективности использования одноплоскостного автобалансирующего устройства в целях повышения технико-экономических показателей при внедрении на предприятие</p>
<p>2. Планирование и формирование бюджета научных исследований</p>	<p>1. Составление календарного плана проекта с учетом необходимых и трудовых затрат</p>
<p>3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования</p>	<p>1. Определение основных статей расходов на реализацию проекта; 2. Составление сметы затрат; 3. Формирование бюджета для проведения научно-исследовательского проекта.</p>

### Перечень графического материала

<p>1. Расчетные формулы: Материальные затраты, заработная плата, отчисления во внебюджетные фонды, накладные расходы</p> <p>2. Таблицы:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Материальные затраты на составные детали конструкции вибрационного поточного преобразователя плотности.</li> <li>– Стоимость перечня оборудования для стенда испытательного.</li> <li>– Должностные месячные оклады.</li> <li>– Годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала.</li> <li>– Среднедневная заработная плата для научно-технического персонала.</li> <li>– Продолжительность работ, выполняемых научно-техническим персоналом.</li> <li>– Размер обязательных отчислений страховых взносов.</li> <li>– Перечень работ и их стоимость, относящихся к контрагентным расходам.</li> <li>– Затраты на проведение научно-технического исследования.</li> </ul>
--

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

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Шарф Ирина Валерьевна	К.Э.Н., доцент		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Е	Петров Геннадий Альбертович		

## **5 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение**

В магистерской диссертации описывается проведение теоретических и экспериментальных исследований работы маятниковых автобалансирующих устройств на промышленных вентиляторах, позволяющего производить автоматическую балансировку с заданной точностью. С этой целью необходимо рассчитать и сформировать бюджетный фонд, для проведения научно-исследовательской работы по разработке одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства.

### **5.1 Экономическое обоснование разработки конструкции одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства промышленных вентиляторов**

В данной главе отражены и проведены расчеты всех видов расходов, направленных на проведение научного исследования и разработки, одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства (АБУ) промышленных вентиляторов. Затраты на выполнение научно-исследовательского проекта включают в себя следующие элементы:

- затраты на приобретение материалов для преобразователя плотности;
- затраты на специальное оборудование и рабочие компоненты;
- затраты на оплату труда;
- затраты на страховые взносы;
- контрагентные расходы;
- накладные расходы.

## 5.2 Расчет затрат на специальные оборудования и компоненты для проведения научных исследования и экспериментальных работ

Специальное оборудование необходимо для проведения экспериментов, изучения изменения вибрационных параметров. Все специальное оборудование можно разделить на оборудования, предназначенные для стенда испытательного, и оборудования, предназначенные для прямых измерений уровня вибрации.

Испытательный стенд, предназначен для проведения разного рода экспериментов, а в дальнейшем для проведения предварительных испытаний изготовленного АБУ.

Кроме испытательного стенда, для проведения работ по разработке конструкции АБУ, требуется закупить устройства измеряющие шумы и вибрацию. Лабораторные средства измерения позволяют диагностировать изменения вибрации с высокой точностью.

За исключением стоимости спецоборудования необходимо учитывать затраты на его доставку и монтаж, которые принимаются равными 15% от его цены.

Стоимость всего перечня оборудования, которое являются составляющими компонентами испытательного стенда представлена в таблице 8.

Таблица 8 – Стоимость перечня оборудования для стенда испытательного

Наименование	Кол-во	Цена единицы оборудования, тыс. руб.	Общая стоимость оборудования, (З <sub>д</sub> ), тыс. руб.
Измеритель шума и вибрации ВШВ-003	1	20,3	20,3
Вибродатчик ДН-4	2	4,1	8,2
Вентилятор промышленный	1	6,2	6,2
Итоговая цена стенда			34,7

Общие единоразовые вложения на приобретение различного рода дополнительного оборудования и рабочих компонентов составили:

$$З_d = 34,7 \text{ тыс. руб.}$$



### 5.2.1 Расчет материальных затрат НТИ

Величина расходов, затраченных на приобретение материалов, используемых, непосредственно, в разработке одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства, рассчитывается по формуле:

$$Z_M = \sum_{i=1}^m C_i \cdot N_{\text{расх}i}; \quad (24)$$

где:  $m$  – количество видов материальных ресурсов, потребляемых при выполнении научного исследования;

$N_{\text{расх}i}$  – количество материальных ресурсов  $i$ -го вида, планируемых к использованию при выполнении научного исследования (шт.);

$C_i$  – цена приобретения единицы  $i$ -го вида потребляемых материальных ресурсов (руб./шт.);

Все рассчитанные материальные затраты, необходимые для разработки конструкции одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства представлены в таблице 9.

Таблица 9 – Стоимость материалов АБУ

Наименование	Ед. изм.	Кол-во	Цена за ед., тыс. руб.	Затраты на материалы, (Зм), тыс. руб.
Одноплоскостное маятниковое автобалансирующее устройство:				
- Подшипник легкой серии	шт.	1	0,8	0,8
- Подшипник	шт.	1	0,4	0,4
- Стопорное кольцо	шт.	2	0,05	0,1
- Стопорное кольцо	шт.	2	0,03	0,06
- Фторопласт	шт.	1	3	3
Суммарная стоимость				4,36

Таким образом, стоимость приобретения материалов для сборки одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства по расчетам составила 4,36 тыс. руб.

### 5.2.2 Расчет транспортных расходов

Транспортные расходы при закупке материалов и спец. оборудования для НТИ

$$Z_M = k_T \cdot \sum_{i=1}^m C_i \cdot N_{\text{РАСХ}i} \quad (25)$$

где:  $m$  – количество видов материальных ресурсов, потребляемых при выполнении научного исследования;

$N_{\text{РАСХ}i}$  – количество материальных ресурсов  $i$ -го вида, планируемых к использованию при выполнении научного исследования (шт.);

$C_i$  – цена приобретения единицы  $i$ -го вида потребляемых материальных ресурсов (руб./шт.);

$k_T$  – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы

Коэффициент  $k_T$ , описывающий транспортные расходы на доставку материалов принимается минимальным, равным 15% (т.е.  $k_T = 0,15$ ) от самой стоимости этих материалов. Минимальный уровень стоимости доставки объясняется тем, что все составляющие изделия изготавливаются в городе, где проводится разработка, местными компаниями и лицами (таблица 10).

Таблица 10 – Транспортные расходы при закупке материалов и спец. оборудования.

Транспортные расходы	Стоимость услуг, тыс. руб.
Материалы для АБУ	0,654
Специальное оборудование для АБУ	5,205
<b>Итого</b>	<b>5,859</b>

### 5.2.3 Фонд рабочего времени научно-технического персонала

Для выполнения научных исследований формируется рабочая группа, в состав которой могут входить научные сотрудники и преподаватели, инженеры, техники и лаборанты, численность групп может варьироваться. По каждому виду

запланированных работ устанавливается соответствующая должность исполнителей (таблица 11, 12).

Таблица 11 – Годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала в 2015 г.

Показатели рабочего времени	Руководитель	Инженер	Лаборант
1	2	3	4
Календарное число дней	365		
Количество нерабочих дней - выходные и праздничные дни	98	118	118
Потери рабочего времени, дни - отпуск - невыходы по болезни	48 16	24 18	24 10
Действительный годовой фонд рабочего времени, дни	203	205	213

Таблица 12 – Продолжительность работ, выполняемых научно-техническим персоналом

Показатели рабочего времени	Руководитель	Инженер	Лаборант	
1	2	3	4	
Календарное число дней	с 01.06 по 31.12 2015 г.	214		
	2016 г.	365		
	с 01.01 по 31.05 2017 г.	152		
Количество нерабочих дней - выходные и праздничные дни	с 01.06 по 31.12 2015 г.	36	65	
	2016 г.	98	118	
	с 01.01 по 31.05 2017 г.	36	56	
Потери рабочего времени, дни - отпуск невыходы по болезни	с 01.06 по 31.12 2015 г.	9	28	-
	2016 г.	62	32	26
	с 01.01 по 31.05 2017 г.	-	-	2
Продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником в период с 01.06.2015 по 31.05.2017 г., раб. дн.	490	432	464	

## 5.2.4 Расчет заработной платы

Данная статья расходов включает расчеты среднедневной заработной платы, месячного должностного оклада и основной заработной платы научных и инженерно-технических работников, непосредственно участвующих в выполнении работ по данной теме. В данном проекте такими работниками являются руководитель, инженер и лаборант.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{\text{дн}} = \frac{Z_{\text{м}} \cdot M}{F_{\text{д}}} \quad (26)$$

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

$M$  – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

при отпуске в 24 раб. дня  $M = 11,2$  месяца, 5-дневная неделя;

при отпуске в 48 раб. дней  $M = 10,4$  месяца, 6-дневная неделя;

$F_{\text{д}}$  – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб. дн. (таблица 4).

Произведя расчет по формуле 3 с учетом годового фонда рабочего времени, получим среднедневную заработную плату для каждого рабочего (таблица 6).

Месячный должностной оклад работника:

$$Z_{\text{м}} = Z_{\text{тс}} \cdot (1 + k_{\text{пр}} + k_{\text{д}}) \cdot k_{\text{р}} \quad (27)$$

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

$k_{\text{пр}}$  – премиальный коэффициент, равный 0,3;

$k_{\text{д}}$  – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0,2;

$k_{\text{р}}$  – районный коэффициент, равный 1,3 (для Томска).

Произведя расчет по формуле 4 с учетом коэффициентов, получим месячный должностной оклад работника (таблица 6).

Основная заработная плата рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{\text{осн}} = Z_{\text{дн}} \cdot T_{\text{р}} \quad (28)$$

где:  $Z_{\text{осн}}$  – основная заработная плата одного работника;

$T_p$  – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн. (таблица 5);

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

Произведя расчет по формуле 5 с учетом продолжительности работ для каждого научно-технического работника, получим основную заработную плату работника за период с 01.06.2015 по 31.05.2017 г. (таблица 13).

Таблица 13 – Расчет заработной платы

Профессия	Разряд	Оклад работника, руб./мес.	Тарифный фонд ЗП, руб.	Тарифная ставка руб./день	Время на проведение мероприятия, дней	Основная ЗП за период с 01.06.2015 по 31.05.2017 г.
Руководитель	4	25500	13080	1307	490	640430
Инженер	3	19700	10080	1074	432	463968
Лаборант	1	11700	6000	615	464	285360
<b>Итого</b>		56900	29160			1389758

Общие затраты на основную заработную плату научно-технического персонала, непосредственно участвующего в проводимых работах, составляют 1389758 руб. (один миллион триста восемьдесят девять тысяч семьсот пятьдесят восемь рублей).

### 5.2.5 Затраты на единовременные выплаты (премии)

Помимо заработной платы работникам выплачиваются премии по результатам работ (таблица 14).

Таблица 14 – Суммы единовременных выплат

Исполнитель	Сумма выплаты, руб.
Руководитель	100 000
Инженер	100 000
Лаборант	60 000
<b>Итого</b>	260 000

### 5.2.6 Страховые взносы во внебюджетные фонды

Данная статья расходов отражает обязательные отчисления по установленным законодательством РФ нормам государственного страхования (ФСС), пенсионного фонда (ПФ) и медицинского страхования (ФФОМС) от затрат на оплату труда работников.

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$З_{внеб} = k_{внеб} \cdot (З_{осн} + З_{доп}) \quad (29)$$

где:  $k_{внеб}$  – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.).

На 2017 г. в соответствии с Федеральным законом от 24.07.2009 №212-ФЗ установлен размер страховых взносов равный 30%.

Таблица 15 – Размер обязательных отчислений страховых взносов

Вид затрат	Руководитель	Инженер	Лаборант
Количество работников	1	1	1
Основная ЗП и премия, руб.	740430	563968	345360
ФСС (2,9%)	21472,47	16355,072	10015,44
ФОМС (5,1%)	37761,93	28762,368	17613,36
ПФР (22%)	162894,6	124072,96	75979,2
Страхование от несчастных случаев (тариф 0,2%)	1480,86	1127,936	690,72
Всего, руб.	223609,86	170318,34	94283,28
<b>Общая сумма, руб.</b>			<b>488211,48</b>

### 5.2.7 Расчет контрагентных расходов

В результате изготовления автобалансирующего устройства появилось потребность в обработке сырья токарным инструментом квалифицированными специалистами.

Перечень работ, выполняемых сторонними организациями по договору, а также величины стоимости их проведения представлены в таблице 16.

Таблица 16 – Перечень работ и их стоимость, относящихся к контрагентныни расходам

Наименование	Кол-во	Цена единицы оборудования, тыс. руб.	Общая стоимость оборудования, (Зк), тыс. руб.
Токарные работы	1	2,1	2,1
Результирующая стоимость затрат			2,1

### 5.2.8 Накладные расходы

Величина накладных затрат обуславливается расходами, не попавшими в предыдущие статьи расходов, такие как печать, ксерокопирование материалов исследований, оплата услуг связи, электроэнергии и т.д. Она рассчитывается согласно формуле:

$$Z_{\text{накл}} = k_{\text{нр}} \cdot \sum_6^1 Z_i \quad (30)$$

где:  $k_{\text{нр}}$  – коэффициент, учитывающий накладные расходы.

Величина коэффициента накладных расходов принимается в размере 16% (т.е. 0,16).

$$\begin{aligned} Z_{\text{накл}} &= 0,16 \times (34,7 + 4,36 + 5,859 + 1389,758 + 260 + 488,21 + 2,1) = \\ &= 352,36 \text{ тыс. руб.} \end{aligned}$$

### 5.3 Формирование бюджета научно-исследовательского проекта

Величина бюджета на разработку научно-исследовательской продукции является нижним пределом по уровню затрат, который защищается научной организацией при формировании договора с заказчиком.

Бюджет включает в себя учет всех ранее рассчитанных необходимых затрат, для проведения научных исследований и получения, в конечном итоге, продукт, который и является целью работы.

Таблица 17 – Перечень работ и их стоимость, относящихся к контрагентным расходам

Наименование статьи	Сумма, тыс. руб.	Примечание
Затраты на специальные оборудования и компоненты	34,7	Пункт 1.1
Материальные затраты НТИ	4,36	Пункт 1.2
Транспортные расходы	5,859	Пункт 1.3
Затраты по основной заработной плате	1389,758	Пункт 1.5
Затраты по дополнительной заработной плате	260	Пункт 1.6
Страховые взносы во внебюджетные фонды	488,21	Пункт 1.7
Контрагентные расходы	2,1	Пункт 1.8
Накладные расходы	352,36	Пункт 1.9
Итоговая величина затрат	2537,347	Сумма ст. 1-9

Бюджетный фонд, сформированный для проведения научно-исследовательской работы по разработке одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства промышленных вентиляторов, составил 2537,347 тыс. руб.

Согласно проведенным исследованиям, бюджет включает в себя учет всех ранее рассчитанных необходимых затрат, для проведения научных исследований и получения, в конечном итоге, продукт, который и является целью работы. Согласно данным из таблицы 17 бюджетный фонд, сформированный для проведения научно-исследовательской работы по разработке одноплоскостного маятникового автобалансирующего устройства промышленных вентиляторов, составил 2537,347 тыс. руб.



## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Магистранту:

Группа 2БМ5Е	ФИО Петрову Геннадию Альбертовичу
-----------------	--------------------------------------

Институт Уровень образования	Природных ресурсов Магистратура	Кафедра Направление/специальность	ТПМ Нефтегазовое дело
---------------------------------	------------------------------------	--------------------------------------	--------------------------

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

1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Установка автобалансирующего устройства на аппарат воздушного охлаждения. Рабочая зона – Северо-Останинское нефтегазоконденсатное месторождение, в частности газокompрессорная станция, компрессорная установка и аппараты воздушного охлаждения. Контроль производится круглосуточно на протяжении двух месяцев.
--	---

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

<p><b>1. Производственная безопасность</b></p> <p>1.1. Анализ выявленных вредных факторов при разработке и эксплуатации проектируемого решения в следующей последовательности:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой</li> <li>– действие фактора на организм человека;</li> <li>– приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ);</li> <li>– предлагаемые средства защиты (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства)</li> </ul>	<p>Рассматриваются такие вредные факторы как:</p> <p>1. Утечки токсичных и вредных веществ в атмосферу. Вредные факторы: Попутный нефтяной газ оказывает физиологическое воздействие, напоминающее опьянение. Предлагаемые средства защиты: костюмом брезентовый; сапогами кирзовые; рукавицы брезентовые; плащ непромокаемый; противогаз ПФП с коробкой марки «А».</p> <p>2. Отклонения показателей климата на открытом воздухе. Вредные факторы: Проведения работ на открытом воздухе в холодное время года может привести к переохлаждению организма. Предлагаемые средства защиты: спецодежда с теплозащитными свойствами.</p> <p>3. Повышенная запыленность и загазованность рабочей зоны. Вредные факторы: скопление вредных и взрывопожароопасных веществ. Предлагаемые средства защиты: фильтрующий противогаз с коробкой марки «А», шланговый противогаз.</p> <p>4. Повышенный уровень шума на рабочем месте. Вредные факторы: шум влияет на протекание нервных процессов, способствует развитию утомления, изменениям в сердечно-сосудистой системе и появлению шумовой патологии. Предлагаемые средства защиты: использование индивидуальных средств защиты (беруши, наушники, ватные тампоны).</p>
<p>1.2. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой произведённой среды в следующей последовательности</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– механические опасности (источники, средства защиты);</li> <li>– термические опасности (источники, средства защиты);</li> </ul>	<p>В этом пункте рассматриваются опасные факторы:</p> <p>1. Движущие машины и механизмы производственного оборудования. Источники: подвижные столы и стойки станков, передачи (ременные, цепные и др.) расположенные вне корпусов станков. Предлагаемые средства защиты: устанавливаются защитные устройства (местные ограждения, крышки, козуха и др.), предупреждающий знак опасности,</p>

<ul style="list-style-type: none"> <li>– электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, молниезащита – источники, средства защиты);</li> <li>– пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения)</li> </ul>	<p>предохранительные и блокирующие устройства предотвращающие поломку деталей станков.</p> <p>2. Опасность поражения током. Источники: электрические сети, электрифицированное оборудование (электродвигатель, трансформатор) и инструмент. Предлагаемые средства защиты: исправная и надежная изоляция токоведущих частей; ограждение токоведущих частей; блокировка при приближении к токоведущим частям; предупредительная сигнализация; электроразщитные (диэлектрические) средства; предупреждающие и запрещающие плакаты.</p> <p>3. Пожаровзрывоопасность. Источники: высокое давление нефти, нефтепродуктов и газа в трубопроводах и аппаратах; наличие нефтяных паров и газов в воздушной среде производственных помещений и технологических площадок. Первичные средства пожаротушения: асбестовое полотно, песок, внутренний пожарный кран, лопата, кошма, ручные и переносные огнетушители.</p>
<p><b>2. Экологическая безопасность:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– защита селитебной зоны</li> <li>– анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы);</li> <li>– анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы);</li> <li>– анализ воздействия объекта на литосферу (отходы);</li> <li>– разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.</li> </ul>	<p>Оценка воздействия месторождения на состояние земельных ресурсов, атмосферный воздух, состояние поверхностных вод.</p> <p>Характеристика месторождения как источника образования отходов производства и потребления.</p> <p>Комплекс мер по охране окружающей среды.</p>
<p><b>3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– перечень возможных ЧС на объекте;</li> <li>– выбор наиболее типичной ЧС;</li> <li>– разработка превентивных мер по предупреждению ЧС;</li> <li>– разработка мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС;</li> <li>– разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий</li> </ul>	<p>Оценка и прогнозирование чрезвычайных ситуаций.</p> <p>Описание возможных аварийных ситуаций.</p> <p>Характеристика мероприятий по защите персонала промышленного объекта в случае возникновения ЧС.</p>
<p><b>4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства;</li> <li>– организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны</li> </ul>	<p>Меры безопасности при эксплуатации производственных объектов.</p> <p>Правовое регулирование трудовых отношений.</p>

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
--	--

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Кырмакова Ольга Сергеевна			

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Е	Петров Геннадий Альбертович		

## 6 Социальная ответственность

В социальной ответственности будет рассмотрено место работы которым является ОАО «Томскгазпром», Северо-Останинское месторождение, Газокомпрессорная станция, где находятся компрессорные установки с аппаратами воздушного охлаждения (АВО), насосные ШФЛУ, метанола и склад масел. Блок обогрева вахтенного персонала в которой располагаются инструменты для ремонта оборудования.

### 6.1 Профессиональная социальная безопасность

Основные вредные и опасные факторы при выполнении работ по обслуживанию нефтегазового оборудования приведены в таблице 18.

Таблица 18 – Основные элементы производственного процесса, формирующие опасные и вредные факторы

Наименование видов работ	Факторы (ГОСТ 12.0.003-74)		Нормативные документы
	Вредные	Опасные	
1	2	3	4
Запуск и останов компрессорной установки; Установка автобалансирующего устройства; Запуск и останов аппарата воздушного охлаждения для проверки работоспособности.	1. Утечки токсичных и вредных веществ в атмосферу; 2. Отклонения показателей климата на открытом воздухе; 3. Повышенная запыленность и загазованность рабочей зоны; 4. Повышенный уровень шума на рабочем месте.	1. Движущие машины и механизмы производственного оборудования; 2. Опасность поражения током. 3. Пожаровзрывоопасность	ГОСТ 12.1.005-88[1] ГОСТ 12.1.003–83 ССБТ[1] СанПиН 2.2.4.548-96[1] ГОСТ 12.1.038-82[1] ГОСТ 12.1.004-91[1] ГОСТ 12.1.007-76[1] ГОСТ 12.1.008–76[1]

### 6.1.1 Анализ вредных и опасных производственных факторов и обоснование мероприятий по их устранению

При анализе вредных факторов производственной среды выделяют:

1 Утечки токсичных и вредных веществ в атмосферу. Главным источником формирования данного фактора является возможная разгерметизация трубопроводов или оборудования при проведении экспериментов, что может вызвать отравление парами углеводородов [48].

Таблица 19 – Свойства сырья, готовой продукции и отходов производства

Наименование сырья, полупродуктов, готовой продукции, отходов производства	Характеристика токсичности (воздействие на организм человека)	Предельно-допустимая концентрация веществ в воздухе рабочей зоны мг/м <sup>3</sup> (ГОСТ 12.1.005-88)
Попутный нефтяной газ	Оказывает физиологическое воздействие, напоминающее опьянение	300
Масло CAT NGEО 40, Mobil Glycol 220	Раздражает кожу и слизистую оболочку глаз	300
Метанол	Оказывает отравляющее воздействие на организм	5

1) Нефть, нефтепродукты и метанол являются вредными токсичными веществами, характеризующиеся высокой испаряемостью при обычной температуре.

Пары нефти и продуктов ее переработки представляют собой смесь углеводородов, имеющих запах бензина. Пары проникают в организм человека через дыхательные пути и кожу. Следует отметить, что вышеуказанные факторы наиболее сильное влияние оказывают на центральную нервную систему.

При отравлении парами нефти и нефтепродуктов возникает головная боль, головокружение, слабость, иногда возникает состояние опьянения, беспричинная веселость, а затем происходит потеря сознания. При содержании паров углеводородов свыше  $40\ 000\ \text{мг/м}^3$  может наступить летальный исход.

При попадании на кожу нефтепродуктов могут развиваться кожные заболевания - экземы, дерматиты и т.п.

Метанол в свою очередь является очень ядовитой жидкостью. По цвету, вкусу и запаху напоминающий этиловый (винный) спирт.

Он может поступать в организм человека через кожу, дыхательные пути и пищевой тракт.

Действие паров метанола выражается в раздражении слизистых оболочек глаз и головной болью.

Особенно опасно поступление в организм через пищевой тракт. Прием внутрь 10 г метанола вызывает тяжелое отравление, нередко сопровождающееся потерей зрения и полной слепотой, а доза в 30 – 100 г является смертельной.

2) Работники, должны быть обеспечены:

- костюмом брезентовым;
- сапогами кирзовыми;
- перчатками брезентовыми;
- плащом непромокаемым;
- на наружных работах зимой дополнительно:
- курткой хлопчатобумажной на утепляющей прокладке;
- брюками хлопчатобумажными на утепляющей прокладке;

3) Рабочее место должно быть обеспечено фильтрующим противогазом на случай аварийной ситуации.

4) На рабочем месте должны быть предусмотрены первичные средства пожаротушения.

5) Трубопроводы и электрооборудование должны быть заземлены.

6) Работы во взрывоопасных и пожароопасных местах должны производиться инструментом, исключающим искробразование.

## 2 Отклонения показателей климата на открытом воздухе.

В условиях воздействия низких температур может происходить переохлаждение организма за счет увеличения теплоотдачи. При низкой температуре окружающего воздуха резко увеличиваются потери тепла путем конвекции, излучения.

Особенно опасно сочетание низкой температуры с высокой влажностью и высокой скоростью движения воздуха, так как при этом значительно возрастают потери тепла конвекцией и испарением.

При воздействии холода, изменения возникают не только непосредственно в области воздействия, но также и на отдаленных участках тела. Это обусловлено местными и общими рефлекторными реакциями на охлаждение. Например, при охлаждении ног, наблюдается снижение температуры слизистой оболочки носа, глотки, что приводит к снижению местного иммунитета и возникновению насморка, кашля и т.д. Другим примером рефлекторной реакции является спазм сосудов почек при охлаждении организма. Длительное охлаждение ведет к расстройствам кровообращения, снижению иммунитета. При сильном воздействии холода может происходить общее переохлаждение организма.

Отклонение показателей климата рабочей зоны, возникает по причине проведения работ на открытом воздухе в холодное время года. При воздействии на организм человека отрицательных температур наблюдается сужение сосудов пальцев рук и ног, кожи лица, изменяется обмен веществ. Низкие температуры воздействуют также и на внутренние органы, и длительное воздействие этих температур приводит к их устойчивым заболеваниям. Такие изменения плохо сказываются на самочувствии сотрудников, особенно страдают люди с сердечно-сосудистыми заболеваниями. Именно им в холодную погоду необходимо постоянно иметь под рукой, приписанные врачами препараты. Поэтому работники должны быть обеспечены спецодеждой с теплозащитными свойствами, а работы приостановлены при температуре  $-40^{\circ}\text{C}$  и ниже и скорости ветра 6 м/с и более.

Во избежание переохлаждения, обморожения на территории газокompрессорной станции имеется блок обогрева вахтенного персонала. Это отапливаемое помещение предназначено для обогрева вахтенного персонала и реализации бытовых нужд.

### 3 Повышенная запыленность и загазованность рабочей зоны.

Главным источником формирования данного фактора является скопление вредных и взрывопожароопасных веществ, при работе связанной с осмотром, чисткой и ремонтом технологического оборудования, а также с установкой и снятием заглушек, что может вызвать отравление парами углеводородов и ожоги при возгорании смеси.

Таблица 20 – Индивидуальные углеводороды, входящие в состав нефтяных паров

Углеводороды	Концентрационные пределы воспламенения, % (по объему).
метан	5 – 15
этан	2.9 – 15
пропан	2.1 – 9.5
бутан	1.9 – 9.1
пентан	1.4 - 7.8
гексан	1.2 – 7.5

Для освещения при производстве ремонтных работ используются переносные светильники напряжением не выше 12 В. Используемый инструмент и инвентарь должны исключать искрообразование (должны быть изготовлены из цветного металла или не искрящихся материалов) [49].

Средства защиты применяем для предотвращения попадания в организм – фильтрующий противогаз с коробкой марки «А», шланговый противогаз.

### 4 Повышенные уровни шума на рабочем месте

Интенсивное шумовое воздействие на организм человека неблагоприятно влияет на протекание нервных процессов, способствует развитию утомления,

изменениям в сердечно-сосудистой системе и появлению шумовой патологии, среди многообразных проявлений которой ведущим клиническим признаком является медленно прогрессирующее снижение слуха по типу кохлеарного неврита.

В производственных условиях источниками шума являются работающие станки и механизмы, ручные механизированные инструменты, электрические машины, компрессоры, кузнечнопрессовое, подъемно-транспортное оборудование, специальная техника и т.д.

Компрессорная станция (КС) является источником интенсивного шума, который распространяется как в помещениях и на территории предприятия, так и на территории селитебной застройки. Так, в одном метре от звукоактивной поверхности технологического оборудования уровень звука достигает 128 дБ А, в производственных помещениях до 95 дБА, на территории предприятия до 92 дБА. Размеры санитарнозащитных зон КС по шуму без внедрения мероприятий по шумоглушению могут достигать 6 км.

Шумовое поле КС обусловлено суперпозицией шумовых полей основных источников шума, к которым на территории КС и ближайшей селитебной застройки следует отнести источники, имеющие высокий уровень звуковой мощности, расположенные высоко над уровнем земли и не затененными деревьями и растениями.

Основные мероприятия по борьбе с шумом - это технические мероприятия, которые проводятся главным направлениям:

I устранение причин возникновения шума или снижение его в источнике;

II ослабление шума на путях передачи;

III использование индивидуальных средств защиты (беруши, наушники, ватные тампоны);

IV проведение периодических медицинских осмотров с прохождением аудиометрии;



V соблюдение режима труда и отдыха;

VI проведение профилактических мероприятий, направленных на восстановление здоровья;

VII непосредственная защита работающих.

Наиболее эффективным средством снижения шума является замена шумных технологических операций на малошумные или полностью бесшумные, однако этот путь борьбы не всегда возможен, поэтому большое значение имеет снижение его в источнике. Снижение шума в источнике достигается путем совершенствования конструкции или схемы той части оборудования, которая производит шум, использования в конструкции материалов с пониженными акустическими свойствами, оборудования на источнике шума дополнительного звукоизолирующего устройства или ограждения, расположенного по возможности ближе к источнику.

5 Движущиеся машины и механизмы производственного оборудования

Подвижными частями оборудования являются:

- подвижные столы и стойки станков;
- вращающиеся шпиндели с закрепленными в них заготовкой или инструментом;
- ходовые винты;
- передачи (ременные, цепные и др.) расположенные вне корпусов станков.

Источниками движущихся частей также являются транспортные устройства. Основной величиной характеризующей опасность подвижных частей является скорость их перемещения. Согласно [48], опасной скоростью перемещения подвижных частей оборудования, способных травмировать ударом, является скорость более 0,15 м/с. Движущиеся части оборудования представляют опасность травмирования рабочего в виде ушибов, порезов, переломов и др., которые могут привести к потере трудоспособности.

В соответствии с [48] движущие части производственного оборудования, если они являются источником опасности, должны быть ограждены, за

исключением частей, ограждение которых не допускается функциональным их назначением.

Одним из важных условий безопасного труда является недоступность подвижных частей оборудования, для рабочего, в ходе технологического процесса.

Для этого проводят следующие мероприятия:

1. Устанавливают защитные устройства (местные ограждения, крышки, кожуха и др.).

2. Крупногабаритные перемещающиеся части оборудования и транспортные устройства окрашивают чередующимися под углом  $45^\circ$  полосами желтого и черного цветов.

3. На наружной стороне ограждений наносят предупреждающий знак опасности по [48].

4. Устанавливают предохранительные и блокирующие устройства предотвращающие поломку деталей станков, самопроизвольное опускание шпинделей, головок, бабок, поперечен и др. частей.

5. Устанавливают тормозные устройства обеспечивающие остановку шпинделя в течение не более 5 с. Для этого применяются колодочные тормозные устройства и торможение электродвигателя противовключением.

6. При установке заготовок и снятии деталей применяются автоматические устройства (механические руки, револьверные приспособления и др.) для исключения соприкосновения рук станочников с движущимися приспособлениями и инструментом.

7. Контроль на станках различных размеров обрабатываемых заготовок и снятие деталей для контроля проводится лишь при отключенных механизмах вращения или перемещения заготовок, инструмента и приспособлений.

## 6 Опасность поражения током.

Источником электроопасности могут быть электрические сети, электрифицированное оборудование (электродвигатель, трансформатор) и инструмент, вычислительная и организационная техника, работающая на электричестве.

Поражение человека электрическим током может произойти при:

- прикосновении к токоведущим частям, находящимся под напряжением;
- прикосновении к отключенным токоведущим частям, на которых остался заряд;
- при нахождении человека в зоне растекания тока на землю (попадание под «шаговое напряжение»);
- приближении к частям, находящимся под напряжением, на недопустимо малое расстояние.

Средства защиты от поражения электротоком:

- исправная и надежная изоляция токоведущих частей;
- ограждение токоведущих частей;
- блокировка при приближении к токоведущим частям;
- предупредительная сигнализация;
- электрозащитные (диэлектрические) средства;
- предупреждающие и запрещающие плакаты.

Заземление металлических нетоковедущих элементов установки является одним из основных мероприятий, направленных на защиту людей от поражения током в случае замыкания токоведущих частей на нетоковедущие, нормально не находящиеся под напряжением.

## 7 Пожаровзрывоопасность.

Пожаровзрывоопасность на объектах добычи нефти обусловлена наличием горючих легковоспламеняющихся жидкостей и газов, участвующих в этих процессах.

Повышенная пожарная опасность объектов нефтяной отрасли определена и такими факторами, как:

- высокое давление нефти, нефтепродуктов и газа в трубопроводах и аппаратах;
- наличие нефтяных паров и газов в воздушной среде производственных помещений и технологических площадок;
- наличие электроэнергии в электрооборудовании и электроприборах;
- проведение сварочных и других огневых работ на производственных объектах.

Ответственность за состояние пожарной безопасности на объекте, за обеспеченность первичными средствами пожаротушения, за соблюдение действующих противопожарных норм и правил, а также устранение замечаний и предписаний Госпожнадзора, несут руководители объектов, на которых данная обязанность возлагается приказом по предприятию.

Все лица, поступающие на работу, а также работники сервисных предприятий, выполняющие работы на пожароопасном объекте, должны пройти инструктаж по пожарной безопасности. Без прохождения указанного инструктажа, эти лица до работы не допускаются.

## **6.2 Экологическая безопасность**

Основные вредные воздействия и природоохранные мероприятия приведены в таблице 21.

Таблица 21 – Вредные воздействия на окружающую среду и природоохранные мероприятия при эксплуатации установки подготовки нефти

Природные ресурсы и компоненты ОС	Вредные воздействия	Природоохранные мероприятия
Земля и земельные ресурсы	Загрязнение почвы нефтепродуктами	Отправление отходов на полигон ОАО «Полигон» г. Томск
	Засорение почвы производственными и бытовыми отходами	Отходы производства направляются на переработку и обезвреживание по договору со специализированными организациями. Бытовые отходы размещаются на полигоне ТБО
Вода и водные ресурсы	Загрязнение промышленными стоками	Подготовка промышленных стоков и дальнейшее использование в системе ППД
	Загрязнение бытовыми стоками	Созданы очистные сооружения для бытовых стоков (канализационные устройства, септики)
Воздушный бассейн	Выбросы вредных и токсичных веществ при сжигании нефтяного газа на факелах и продувке оборудования	Строительство газокompрессорной станции

После проведения оценки воздействия производственной деятельности на окружающую среду согласно СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03[49] принимается ориентировочный размер санитарно-защитной зоны.

Таблица 22 – Санитарная классификация предприятий и ориентировочные размеры нормативных санитарно-защитных зон

Класс	Вид производства
Класс I – санитарно-защитная зона 1000 м	Предприятия по добыче нефти при выбросе сероводорода от 0,5 до 1 т/сутки, а также с высоким содержанием летучих углеводородов

### 6.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Категории зданий, помещений и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности согласно НПБ 105-03[50] приведены в таблице 23.

Таблица 23 – Взрывопожарная и пожарная опасность производственных зданий, помещений и наружных установок

№ пп	Наименование помещений, наружных установок и оборудования	Категория взрыво- пожарной и пожарной опасности	Степень огне- стойкости здания	Классификация помещений и наружных установок по ПУЭ[1]	
				Класс взрыво- опасной зоны	Категория и группа взрыво- опасных смесей
1	Площадка узла подключения	A <sub>н</sub>	-	B-1г	ПА-Т1 ПА-Т3
2	Площадка слива налива метанола	A <sub>н</sub>	-	B-1г	ПА-Т1 ПА-Т3
3	Площадка фильтр-сепаратора	A <sub>н</sub>	-	B-1г	ПА-Т1 ПА-Т3
4	Блок УПТГ	A	III	B-1a	ПА-Т1 ПА-Т3
5	Резервуарный парк метанола	A <sub>н</sub>	-	B-1г	ПА-Т2
6	Блок-бокс насосная ШФЛУ	A	II	B-1a	ПА-Т3
7	Насосная метанола	A	IV	B-1a	ПА-Т2
8	Емкости подземные аварийные и дренажные	A <sub>н</sub>	-	B-1г (укрытие насоса- B- 1a)	ПА-Т1 ПА-Т3
9	Площадка емкостей	A	-	B-1a	ПА-Т3
10	Насосная масел	A <sub>н</sub>	-	B-1г	ПА-Т3

Возможные источники и причины пожаров и взрывов на рабочем месте:

- наличие легковоспламеняющихся жидкостей и взрывопожароопасных паров;
- наличие в котельной источника открытого огня и нагретых поверхностей;
- возможная разгерметизация трубопроводов или оборудования;
- наличием электрооборудования;
- наличие нагретых поверхностей оборудования и трубопроводов;
- несоблюдение правил хранения смазочных масел и обтирочных материалов;
- возможность возникновения заряда статического электричества вследствие трения слоев нефти друг о друга или со стенкой трубы.

Для обеспечения контроля возникновения пожара во взрыво- и пожароопасных зонах устанавливаются взрывозащищенные извещатели пожарные типа ИП, ручные типа ИПР и оповещатели (устанавливаются снаружи вне опасной зоны). Шлейфы пожарной сигнализации выводятся на приемные приборы пожарно-охранной сигнализации, устанавливаемые в помещении операторной ГКС.

Главная задача при возникновении пожара – его локализация. Небольшие загорания, а также пожары в начальной стадии могут быть успешно ликвидированы обслуживающим персоналом первичными средствами пожаротушения: порошковые и углекислотные огнетушители, асбестовые полотна, грубошерстные ткани (кошма, войлок), песок.

Для локализации и ликвидации пожара должны использоваться стационарные средства пожаротушения. Проектом предусматриваются следующие виды пожаротушения: водяное, пенное и порошковое.

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

Для обеспечения строительства опасного производственного объекта заказчик передает подрядчику утвержденную проектную документацию, назначает технический надзор за проведением строительно-монтажных работ, проверяет наличие необходимых разрешительных документов у исполнителей работ, поставщиков оборудования и материалов. Проектная организация осуществляет авторский надзор за соблюдением проекта в процессе строительства.

Для обеспечения требований промышленной безопасности органами государственного горного надзора были разработаны и утверждены правила безопасности при проведении отдельных видов работ или эксплуатации промышленного оборудования:

- безопасность работников при эксплуатации зданий, сооружений, оборудования, осуществлении технологических процессов, а также применяемых в производстве инструментов, сырья и материалов;
- применение средств индивидуальной и коллективной защиты работников; приобретение и выдачу специальной одежды, специальной обуви, других средств индивидуальной защиты;
- обучение безопасным методам и приемам выполнения работ;
- недопущение работников моложе 18 лет к работам на опасных производственных объектах, а также работников, не прошедших обязательные медицинские обследования или имеющих медицинские противопоказания.

Работники, занятые на работах с опасными и вредными условиями труда, должны проходить обязательные предварительные (при поступлении на работу) и периодические (в возрасте до 21 года – ежегодные) медицинские осмотры (обследования) для определения пригодности этих работников для выполнения поручаемой работы. При наличии медицинских рекомендаций, работники обязаны пройти внеочередной медицинский осмотр.

К работам на объектах допускаются работники после обучения безопасным методам и приемам выполнения работ, стажировки на рабочем



месте, проверки знаний и практических навыков, проведения инструктажа по безопасности труда на рабочем месте и при наличии удостоверения, дающего право допуска к определенному виду работ. Срок стажировки устанавливается недропользователем самостоятельно, но не менее двух недель. За нарушение установленных законом требований промышленной безопасности виновные лица несут дисциплинарную, материальную, административную или уголовную и имущественную ответственность. Порядок привлечения к юридической ответственности установлен с нормами трудового, административного, уголовного и гражданского законодательства Российской Федерации.

## **Заключение**

Уменьшение вибрационного состояния роторных машин является особо актуальной задачей, решение которой найдет свое применение на предприятиях разной направленности.

При выполнении диссертации были выполнены все поставленные задачи.

Найдена оригинальная конструкция одноплоскостного дискового АБУ.

Произведен расчет, на основании которого, было сконструировано и собрано АБУ.

Создана экспериментальная модель маятникового АБУ для ручной шлифовальной машины, позволяющая проводить испытания и измерять вибрацию при различных режимах работы. Испытания, проведенные в лаборатории кафедры теоретической и прикладной механики ТПУ, свидетельствуют о том, что происходит снижение уровней виброскорости на 4–16 дБ на рабочих частотах машин.

Таким образом, полученные данные экспериментального исследования подтвердили работоспособность конструкции, правильность расчета параметров и могут быть эффективно использованы при разработке маятникового АБУ, для уменьшения вибрации вентиляторов промышленного типа.

## **Список публикаций Петрова Геннадия**

1. Петров Г.А., Торгашев В.Е. Расчет и конструирование автобалансирующего устройства.// Материалы VI научно-практической конференции «Прогрессивные технологии и экономика в машиностроении». г.Юрга 2017 г.

## Список использованных источников

1. Диментберг Ф.М., Шаталов К.Т., Гусаров А.А. Колебания машин.— М.: Машиностроение, 1964. – 308 с.
2. Тюманок А.Н. Об остаточной неуравновешенности при автоматическом уравнивании роторов // Труды Таллин, политехн. ин-та. № 393 – 1976. – С. 139 –147.
3. Закржевский М.В., Туронок Ф.И. К анализу устойчивости работы автоматического балансира // Изв. вузов. Машиностроение. №2. – 1983. С.19 – 23.
4. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем. – М.: Наука, 1971. – 894 с.
5. Кравченко В.И. Подбор параметров шарового автоматического балансирующего устройства по номограммам // Вестник машиностроения. № 1 – 1982. – С. 58 – 60.
6. Нестеренко В.П. Определение параметров шара и беговой дорожки устройства автоматической балансировки ротора // Изв. вузов. Машиностроение. № 5. – 1984. – С. 37 – 41.
7. Гусаров А.А., Шаталов Л.Н, Расчет оптимальных автобалансирующих устройств со свободным перемещением масс // Механизация и автоматизация производства. № 6 – 1987. – С. 4 –7.
8. Агафонов Ю.В., Гольдштейн Б.Г. Автоматическое балансирующее устройство для ручных шлифовальных машин // Строительные и дорожные машины. -№3. – 1976. С. 15 –17.
9. Агафонов Ю.В., Базыкин Ю.В. Исследование устойчивости шарового автобалансира роторной системы на анизотропных опорах // Машиноведение. №5. 1985. – С. 111 – 113.
10. Агафонов Ю.В., Базыкин Ю.В. Исследование влияния эксцентриситета беговой дорожки шарового автобалансира на качество балансировки // Вестник машиностроения. № 8 – 1986. С. 23 – 25.

11. Агафонов Ю.В. Динамика шарикового автобалансира в поле направленных сил // *Машиноведение*. № 1. 1987. – С. 115 –117.
12. Нестеренко В. П. Автоматическое устранение статической неуравновешенности ротора с анизотропными опорами // *Машиноведение*. №1. – 1984 – С. 24 – 25.
13. Нестеренко В.П., Катанухина С.Л. Условия автоматической балансировки консольного ротора // *Управляемые механические системы*. - Иркутск: ИПИ, 1986. - С. 63-69.
14. Нестеренко В.П. Автоматическое устранение шарами динамической неуравновешенности ротора // *Изв. вузов. Машиностроение*. № 6. – 1987. С. 52 – 57.
15. Нестеренко В.П. Условия автоматической балансировки шарами двухроторной системы // *Изв. вузов. Машиностроение*. № 7. 1987. С. 63 – 67.
16. А.с. 574652 СССР, МКИЗ G 01 М 1/38. Балансировочное устройство / Н.Г. Самаров, Э.Г. Деглин (СССР). – № 2365504/28; Заявлено 26.05.76; Оpubл. 30.09.77, Бюл. № 36.
17. А.с.1105767 СССР, МКИЗ G 01 М 1/38. Балансировочное устройство / Ю.Г. Животов, В.Д. Плохута (СССР). – № 2543456 / 25 – 28;
18. А.с. 1232970 СССР, МКИЗ G 01 М 1/38. Автобалансирующее устройство / С.М. Ивин, В.Е. Сидоров (СССР). – № 3815110/25 – 28; Заявлено 21.11.84; Оpubл. 23.05.86, Бюл. № 19.
19. А.с. 1553867 СССР, МКИЗ G 01 М 1/38. Устройство для гашения вибраций шлифовального круга / А.К.Черкизов (СССР). – № 4406858/40-08; Заявлено 29.02.88; Оpubл. 30.03.90, Бюл. № 12.
20. Филимонихин Г.Б. Динамика многошаровых (многомаятниковых) автобалансиров. Устойчивость основных движений / Кировоград. гос. техн. ун-т. – Кировоград, 2003. – 46 с.: ил. - Библигр.: 17 назв. – Укр. – Деп. в ГНТБ Украины 20.10.03 №144-Ук2003.
21. Patent 125036 US. Improvement in Centrifugal Machines for Draining Sugar: patent 125036 US, / Fesca Albert. Patented 26.03.1872.

22. Patent 331,450, US. Centrifugal machine: patent 331,450 US, / E.Rothe. Patented Dec. 1, 1885.
23. Patent 414642 US. Self-adjusting counter-balance: patent 414642 US, / G.M.Herrick. Serial No. -307,207. Filed April 13, 1889. Patented Nov.5,1889.
24. Patent 1,314,005, US. Automatic balancing means for high speed rotors: patent 1,314,005 US, / E.W.Louden (US). Serial No. -25,368. Filed August 17, 1918. Patented Aug. 26, 1919.
25. Thearle E.L. A new type of dynamic-balancing machine // Trans. ASME (Applied Mechanics), 1932, Vol. 54, pp. 131-141.
26. Patent 2,405,404 US. Domestic appliance: patent 2,405,404 US, / Clark K. Serial No. -363,321. Filed 29.10.1940, Patented 06.08.1946.
27. Patent 2,984,094 US. Washing machine: patent 2,984,094 US, / J.F.Belaieff (Switzerland); (Frame S.A., Fribourg, Switzerland, a Swiss company). Serial No. -770,055. Filed Oct. 28, 1958. Patented May 16, 1961.
28. Patent 5,862,553 US. Dynamic balancing method for a washing machine: patent 5,862,553 US, / Ingo Haberl, Mario Trangoni (Electrolux Zanussi Electrodomestici S.p.A.). Appl. No. 841,111. Filed Apr. 29, 1997. Patented Jan. 26, 1999.
29. Patent 3,164,413 US. Wheel balancer: patent 3,164,413 US, / V.H. Salathiel (US); (Todd Engineering Co., Inc., Oklahoma). Serial No. - 301,376. Filed Aug. 12, 1963. Patented Jan. 5, 1965.
30. Patent 3,464,738 US. Dynamic wheel balancing means: patent 3,464,738 US, / Comer c.Pierce. No. -712,249. Filed Mar. 11, 1968. Serial Patented Sept. 2, 1969.
31. Patent 3,109,321 US. Balancer for a rotating shaft: patent 3,109,321 US, / C.B.Rogers. Serial No. -139,235. Filed Sept. 19, 1961. Patented Nov. 5, 1963.
32. Patent 5,460,017 US. Weight compensating apparatus: patent 5,460,017 US, / Garry R. Taylor (Canada); (Eti Technologies Inc.). Appl. No. - 66,307. Filed May 21, 1993. Patented Oct. 24, 1995.

33. Patent 4,674,356 US. Dynamic rotational counterbalance structure: patent 4,674,356 US, / Ronald B. Kilgore. Appl. No. -729,368. Filed May 1, 1985. Patented Jun. 23, 1987.
34. . Patent 3,433,534 US. Automatic balancer: patent 3,433,534 US, / G.E.Mercer (US). Serial No. -616,429. Filed Feb. 10, 1967. Patented Mar. 18, 1969.
35. Горбунов Б.И., Гусев В.Г. Уравновешивающие устройства шлифовальных станков. -М.: Машиностроение 1976. - 167 с
36. Горбунов Б.И., Гусев В.Г., Прохоров А.Ф. И др. Балансировка шлифовальных кругов на холостом ходу // Уравновешивание роторов и механизмов -М., 1978. С. 97-101.
37. Рейбах Ю.С. Устройства для балансировки шлифовальных кругов. М.: НИИМАШ, 1967. – 84 с.
38. Рейбах Ю.С., Ривкин А.И. Балансировка шлифовального круга шарами на выбеге ротора // Станки и инструменты. 1960. -7. - С.13-16.
39. Рейбах Ю.С., Ривкин А.И. Основы автоматической балансировки шлифовального круга шарами // Станки и инструмент. 1960. - № 5. - С. 27-30.
40. Patent 1,967,163 US. Means for dynamically balancing machine tools: patent 1,967,163 US, / Thearle E.L. Serial No. -672,943. Filed May 26, 1933, Patented July 17, 1934,
41. Patent 20010031616 A1 US. Portable power tool with an anti-vibration balancing device: patent 20010031616 A1 US, / Anders Urban Jansson, (Atlas Copco Tools AB). Appl. No. -09/ 801281. Filed March 7, 2001. Patented October 18, 2001.
42. . Нестеренко В.П., Гольдштейн Б.Г., Соколов А.П. Применение шаровых автобалансирующих устройств в ручных шлифовальных машинах // Строительные и дорожные машины. 1986. -№2. - С. 19-20.
43. Emanuelsson S. Introducing Automatic Balancing as a Means to Reduce Imbalance Induced Vibrations in Electrical and Air-Powered Hand-Held Angle Grinders (Power Tools) // Proceeding, 49th International Appliance Technique Conference, 1998, pp. 282-293.

44. Пашкова Л.А. Влияние автобалансирующих устройств на износ шлифовальных кругов и качество обрабатываемой поверхности: Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд.техн. наук: 01.02.06. -Томск, 1999. - 24 с
45. Kim W.D., Kwon H.O., Jeon M.S. Dynamic Analysis and Design of the Ball Balancer of a DVD System Considering Frictional Contact // LG Electronics Inc., Home Appliance Laboratory, 1999, 11 p.
46. Kim W., Chung J. Performance of automatic ball balancers on optical disc drives // Proc Instn Mech Engrs Part C: J Mechanical Engineering Science, 2002, Vol. 216, pp. 1071-1080.
47. Patent 5,256,037 US. Self balancing motor: patent 5,256,037 US, / Michael R. Chatelain. Appl. No. -903,145. Filed Jun. 24, 1992. Patented Oct. 26, 1993.
48. СТО Газпром РД 1.12-096-2004. Внутрикorporативные правила оценки эффективности НИОКР.
49. Методические указания по разработке раздела «Социальная ответственность» выпускной квалификационной работы бакалавров и магистров Института природных ресурсов / Сост. Н.В. Крепша. – Томск: Изд-во ТПУ, 2014. – 53 с.
50. ГОСТ 12.1.005–88 (с изм. №1 от 2000 г.). ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны (01. 01.89).
51. ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов.
52. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений, утв. Постановлением ГКСЭН России 01. 10. 1996 г. – М.: Информационно-издательский центр Минздрава России, 1997. – 39 с.
53. ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов.
54. ГОСТ 12.1.004-91. Пожарная безопасность. Общие требования.
55. ГОСТ 12.1.007–76 ССБТ. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности (с изм. 1990 г.).



56. ГОСТ 12.1.008-76. ССБТ. Биологическая безопасность. Общие требования.
57. Постановление от 11.02.2011 г. №29а. Об организации работ в холодное время года на открытом воздухе и в закрытых необогреваемых помещениях на территории Томской области.
58. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03. Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов
59. НПБ 105-03. Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности.
60. Межотраслевые правила по охране труда при эксплуатации электроустановок (ПОР Р М-016-2001). – СПб.: ДЕАН, 2001. – 120 с.
61. Конституция Российской Федерации от 12.12.1993 г.
62. Закон Российской Федерации «О недрах» от 21.02.1992 г. № 2395-1 (действующая редакция от 31.12.2014 г.)
63. ПБ 07-601-03. Правила охраны недр.
64. ПБ 08-624-03. Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности.

# Приложение А

## Промышленные вентиляторы

### Industrial fans

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ5Е	Петров Геннадий Альбертович		

Консультант кафедры

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент каф. ТиПМ	Зиякаев Григорий Ракинович	К.Т.Н.		

Консультант – лингвист кафедры ИЯПР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент каф. ИЯПР	Айкина Татьяна Юрьевна	К.ф.н.		

# 1 Industrial fans

## 1.1 Balance and vibration application categories (BV categories)

The design/structure of a fan and its intended application are important criteria for categorizing the many types of fans in terms of applicable and meaningful balance grades and vibration levels.

Table 1 has been compiled to provide categories into which fans may be placed for the purpose of classifying the type of application with respect to acceptable balance and vibration limits.

Table 1 — Fan-application categories

Application	Examples	Limits of driver power, kW	Fan-application category, BV
1	2	3	4
Residential	Ceiling fans, attic fans, window AC	$\leq 0,15$	BV-1
		$> 0,15$	BV-2
HVAC and agricultural	Building ventilation and air conditioning; commercial systems	$\leq 3,7$	BV-2
		$>3,7$	BV-3
Industrial process and power generation, etc.	Baghouse, scrubber, mine, conveying, boilers, combustion air, pollution control, wind tunnels	$\leq 300$	BV-3
		$>300$	See ISO 10816-3
Transportation and marine	Locomotive, trucks, automobiles	$\leq 15$	BV-3
		$>15$	BV-4

Table continuation 1

1	2	3	4
Transit/tunnel	Subway emergency ventilation, tunnel fans, garage ventilation, Tunnel Jet Fans	$\leq 75$	BV-3
		$>75$	BV-4
		none	BV-4
Petrochemical process	Hazardous gases, process fans	$\leq 37$	BV-3
		$>37$	BV-5
Computer-chip manufacture	Clean rooms	none	BV-5

## 1.2 BALANCING

### 1.2.1 Balance quality grade

The following balance quality grades apply to fan impellers. A fan manufacturer may include other rotating components (shaft, coupling, sheave/pulley, etc.) in the rotating assembly being balanced. In addition, balance of individual components may be required. See references ISO 4863 and ISO 254 for balance requirements for couplings and pulleys.

Table 2 — Balance quality grades

Fan-application category	Balance quality grade for rigid rotors/impeller
BV-1	G16
BV-2	G16
BV-3	G6,3
BV-4	G2,5
BV-5	G1,0

## 1.3 Fan vibration

### 1.3.1 Measurement requirements

The values shown in Table 4 are based on readings taken perpendicular to the axis of rotation. The number and location of the readings to be taken during shop or in situ operation is at the discretion of the fan manufacturer or by agreement with the purchaser. It is recommended that measurements be taken on the impeller shaft

bearings. When this is not possible, the pickup shall be mounted in the shortest direct mechanical path between the transducer and the bearing. Transducers shall not be mounted on unsupported panels, the fan housing, guards, flanges or elsewhere on the fan when a continuous mechanical path cannot be obtained, unless required for giving information on vibration transmitted to ducting and/or foundations.

Horizontal readings shall always be taken in a radial direction at right angles to the fan shaft. Vertical readings shall always be taken at a right angle relative to the fan shaft and at right angles from the horizontal reading. Axial readings shall always be taken parallel to the shaft (rotor) axis.

### **1.3.2 Seismic readings**

All vibration values in this International Standard are seismic readings which represent the motion of the bearing housing.

Observations to be taken shall include readings taken with accelerometer or velocity-type instruments. Particular attention should be given to ensure that the vibration-sensing transducer is correctly mounted without looseness, rocking, or resonance. The size and weight of the transducer and its mounting system should not be so large that its presence affects the vibration-response characteristics of the fan significantly. Variables associated with transducer mounting and variations in instrument calibration can lead to variations in measurements of  $\pm 10\%$  of the values given herein.

### **1.3.3 Fan support system**

Fan installations are classified for vibration severity according to their support flexibility. To be classified as rigidly supported, the fan and support system should have a fundamental (lowest) natural frequency above the running speed. To be classified as flexibly supported, the fan and support system should have a fundamental frequency below the running speed. Generally, a large well-designed concrete foundation will result in a rigid support, whereas a fan mounted on vibration isolators will be classified as flexibly supported. Fans mounted on a steel framework can be in

either category, depending on the structural design. In case of doubt, analysis or tests may be required to determine the fundamental natural frequency. Note that, in some cases, a fan could be classified as rigidly supported in one measurement direction and flexibly supported in another.

### 1.3.4 Displacement readings

The user and manufacturer may agree to measure shaft displacement within the sleeve-bearing oil film by means of proximity probe systems.

Such systems measure the relative motion between the rotating shaft surface and the static bearing housing. Clearly, the allowable displacement amplitude must be limited to a value less than the diametral clearance of the bearing. This internal clearance varies as a function of the bearing size, the radial/axial loading, the bearing type, and the axis of interest (i.e., some designs have an elliptical bore with larger clearance in the horizontal axis than the vertical axis). Therefore it is not the intent of this International Standard to establish discrete shaft-displacement limits for all sleeve bearings and fan applications. However, the following guideline is recommended for shaft-displacement limits. The values shown in Table 3 are the percentage of the total available clearance within the bearing in each axis.

Table 3 — Percentage of total available clearance within the bearing in each axis

Condition	Maximum recommended displacement as a percentage of available diametral clearance (any axis)
Start-up/ Satisfactory	less than + 25 % NOTE Contact the bearing supplier to obtain the available diametral and axial clearances within the particular sleeve bearing being used
Alarm level	+ 50 %
Shut-down level	+ 70 %

This measurement involves the apparent motion of the shaft surface. Measurements are affected not only by vibration of the shaft, but also by any mechanical run-out of the shaft surface if the shaft is bent or out-of-round. The magnetic/electrical properties of the shaft material at the point of measurement also affect the electrical run-out of the shaft as measured by a proximity probe. The combined mechanical and electrical probe-track run-out of the shaft material at the point of measurement should not exceed 0.012 5 mm peak-to-peak or 25 % of the start-up/satisfactory vibration displacement value, whichever is greater. This run-out should be determined during a slow roll speed test (25 r/min to 400 r/min), when the unbalance forces on the rotor are negligible. Special shaft preparation may be required to achieve satisfactory run-out measurement. Proximity probes should be mounted directly in the bearing housing whenever possible.

The levels given shall apply to the design duty only. When the fan is designed for a variable speed drive, higher levels are possible at other speeds due to unavoidable resonances.

When fans are supplied with variable vanes then the levels shall apply to the condition when the vane control is fully open. It should be noted that, especially at large angles between the vanes and the entry airflow axis, flow separation may occur leading to higher vibration levels.

Fans for installation categories B and D shall be tested with an inlet and/or outlet duct having a length of at least two mean duct diameters.

EXAMPLE Recommended guidelines for nominal 150 mm diameter sleeve bearing having a horizontal internal clearance of 0.33 mm

Limits of relative shaft vibration:

- start-up/satisfactory =  $(0.25 \times 0.33 \text{ mm}) = 0.0825 \text{ mm peak-to-peak}$
- alarm =  $(0.50 \times 0.33 \text{ mm}) = 0.165 \text{ mm peak-to-peak}$
- shut-down =  $(0.70 \times 0.33 \text{ mm}) = 0.231 \text{ mm peak-to-peak}$

### 1.4 Fan vibration limits for tests in manufacturer's work-shop

The vibration limits shown in Table 4 apply to assembled fan units. The values shown are velocity, in millimeters per second (mm/s).

Table 4 — Vibration-levels limit for test in manufacturer's work-shop

Fan application category	Rigidly mounted mm/s	Flexibly mounted mm/s
BV-1	9.0	11.2
BV-2	3.5	5.6
BV-3	2.8	3.5
BV-4	1.8	2.8
BV-5	1.4	1.8

### 1.5 Fan vibration limits for operation in situ

The in situ vibration level of any fan is not solely dependent on the balance grade. Installation factors, the mass and stiffness of the supporting system, will influence the in situ vibration level. Therefore, fan vibration level in situ is not the responsibility of the fan manufacturer unless specified in the purchase contract.

The vibration levels in Table 5 are guidelines for acceptable operation of fans in the various application categories. The values shown are for filter-out measurements taken on the bearing housings, and are velocities measured in millimeters per second (mm/s).

The vibration-severity level of newly commissioned fans should be at or below the “start-up” level. As operation of the fan increases with time, it is expected that the vibration level will increase due to wear and other accumulated effects. In general, an increase in vibration is reasonable and safe as long as the level does not reach “alarm.”

If the vibration-severity level increases to the “alarm” level, investigation should be initiated immediately to determine the cause of the increase and action taken to correct it. Operation at this condition should be carefully monitored and limited to the time required to develop a programme for correcting the cause of the increased vibration.



If the vibration-severity level increases to the “shut-down” level, corrective action should be taken immediately or the fan should be shut down. Failure to reduce the shut-down level vibration to the acceptable recommended level could lead to bearing failure, cracking of rotor parts and fan-housing structural welds, and ultimately, a catastrophic failure.

Historical data is an important factor when considering the vibration severity of any fan installation. A sudden change in the vibration level may indicate the need for prompt inspection or maintenance. These values should be evaluated and adjusted for each fan installation based on operational or historical data. Transitory changes in vibration level that result from relubrication or maintenance should not be used for evaluating the condition of equipment.

Table 5 — Seismic vibration limits for tests conducted in situ

Condition	Fan-application category	Rigidly mounted mm/s	Flexibly mounted mm/s
Start-up	BV-1	10	11.2
	BV-2	5.6	9.0
	BV-3	4.5	6.3
	BV-4	2.8	4.5
	BV-5	1.8	2.8
Alarm	BV-1	10.6	14.0
	BV-2	9.0	14.0
	BV-3	7.1	11.8
	BV-4	4.5	7.1
	BV-5	4.0	5.6
Shutdown	BV-1	__1)	__1)
	BV-2	__1)	__1)
	BV-3	9.0	12.5
	BV-4	7.1	11.2
	BV-5	5.6	7.1

### 2.5.1 Other rotating components

Accessory rotating components which may affect fan-vibration levels include drive sheaves, belts, coupling, and motor/driver devices. When a fan is ordered from the manufacturer in a bare condition, (i.e., no drive and/or motor supplied and/or installed by the manufacturer), it is not always practical for the manufacturer to perform a final assembly test run for vibration levels. Therefore, though the impeller may have

been balanced by the manufacturer, the customer is not assured of a smooth-running assembled fan until the drive and/or driver are connected to the fan shaft and the unit is tested for start-up vibration levels.

It is common for assembled fans to require trim balancing to reduce the vibration level to the start-up level. The final assembly test run is recommended for all new BV-3, BV-4 and BV-5 fan installations before commissioning for service. This will establish a baseline for future predictive maintenance efforts.

The fan manufacturer cannot be responsible for the effects of vibration of drive components added after the factory test run.

## **1.6 Sources of vibrations**

There are many sources of vibration within any fan installation and some of the frequencies which occur may be directly attributable to the nature of the installation. This Annex can only deal with the more common sources of vibration which can occur on most fans. As a general rule, any looseness in the support system will cause deterioration in the vibration behaviour.

### **1. Unbalance**

This is the major source of vibration in fans and is characterized by the frequency of vibration equivalent to the rotational speed (1 r/s) of the machine. It is caused by the centre of the axis of rotating mass being eccentric or inclined to the axis of rotation and this may be the result of irregular distribution of rotating mass, the summation of tolerances causing the impeller to be eccentric on its shaft, the shaft being bent, or any combination of these. Vibration as a result of out of balance will be predominantly in the radial direction.

The shaft can become temporarily bent due to uneven heating, either as a result of friction between rotating and fixed components, by electrical effects, or in the case of a static fan, due to uneven air temperatures. Permanent bends can occur as a result of changes in material properties, as a result of mistreatment, or in the case of a separately mounted fan and motor, as a result of a misaligned coupling.

During service, an impeller could become unbalanced due to the uneven build-up of airborne contaminants. In a hostile environment, unbalance could be due to uneven erosion or corrosion of the impeller.

The effects of out of balance can be overcome by trim balancing at suitable planes, but the source of the unbalance should be determined, remedial work carried out and repeatable behaviour established, before any balancing is undertaken.

## **2. Misalignment**

This can occur when the drive motor and the fan are separately mounted and coupled together by drive belts or a (flexible) coupling. Misalignment is sometimes characterized by a frequency of vibration coinciding typically with once and twice the rotational speed (1 and 2 x r/s). It will be predominantly in the radial direction, when a parallel offset occurs, but when there is an angular offset, it may be dominant in an axial direction.

The misalignment of shafts mounted in series, results in an angled joint through which the shafts rotate. When rigid couplings are employed, alternating forces are introduced into the system, resulting in fatigue loads on the shafts and the couplings. The use of flexible couplings will significantly reduce these loads.

## **3. Aerodynamic excitation**

Excitation can be caused by interaction between the impeller and stationary obstructions such as guide vanes, the cut off (centrifugal fans), motor or bearing supports, inadequate running clearances or poorly designed upstream or downstream airways. The essential feature is that some regular pattern, repeating each revolution of the impeller, is imposed on the otherwise random force fluctuations between the impeller blades and the air. Vibrations will be observed at multiples of the blade-passing frequency, i.e. the product of the rotational speed, in revolutions per second (r/s), and the blade number.

Aerodynamic stall, caused by air separation from blade surfaces and subsequent wake shedding, produces a broad-band vibration which will change in magnitude and shape with varying fan load.

Rotating aerodynamic stall is characterized by asynchronous and particularly sub-synchronous (less than  $1 \times r/s$ ) frequencies which will be unstable and not a function of rotational speed. High vibrations will be evident on the fan casing and any ducting.

Surge can occur when there is a significant mismatch in the system requirements compared to the fan capability. Its occurrence will result in impulsive inputs to the fan supports and there will be strong acoustic evidence that it is happening.

When blade vibrations occur as a result of any of the above effects, it will probably be necessary to investigate them using separate transducers rather than the vibration pick-ups in the normal positions.

#### **4. Oil whirl**

Oil whirl can occur principally on pressure-lubricated sleeve or journal-type bearings and has a characteristic frequency just below half-rotational speed unless the machine is operating above its first critical speed, in which case the oil whirl will be observed at the first critical speed and is sometimes then known as resonant whirl or oil whip.

#### **5. Electrical sources**

Uneven heating of the electrical rotor can lead to bending which then results in out-of-balance effects ( $1 \times r/s$ ).

In the case of induction motors, the appearance of a frequency corresponding to the number of rotor bars times the rotational speed, in revolutions per second (r/s), signifies effects emanating from the stator bars, while conversely, a frequency corresponding to the number of stator bars times rotational speed, in revolutions per second (r/s), signifies effects emanating from the rotor bars.

It is characteristic of many vibrations induced by electrical sources that they disappear immediately when the electrical supply is removed.

#### **6. Disturbances from belt drives**

There are, in general, two types of vibration problems associated with belt drives, namely: the reaction of the belts to other disturbing forces, and vibration due to actual problems with the belts.

The former is the most common occurrence when, although the belts are vibrating, they are merely reacting to some other disturbing force, hence replacement of the belts will not cure the problem. Typical sources are excessive unbalance in the drive system, eccentric pulleys, misalignment and mechanical looseness. Thus, an analysis should be made to determine the source of the vibration before the belts are replaced.

If the belts are reacting to some disturbing force, the frequency of the belt vibration will probably be the same as the disturbing frequency. When this is the case, a stroboscopic light can be used to identify the source, since at the vibrational frequency, the source will appear stationary.

On multibelt drives, the source of the vibration can be excessively amplified if the belts are not of equal tension.

Occurrences when the belts are the source of the vibration will be due to physical defects of the belts such as cracks, hard spots, soft spots, lumps on the belt faces, pieces broken off, etc. With V belts, variation in width will cause the belt to ride up and down in the pulley grooves, creating vibration through variation in belt tension.

When the belts are actually the source of the vibration, the frequency at which this occurs will usually be some multiple (1, 2, 3 or 4 s) times the belt revolutions per unit time. The particular frequency will depend on the nature of the problem as well as the number of pulleys and idlers.

In some cases, the vibration amplitude will be unsteady. This is particularly true of multiple belt drives.

## References

1. GOST 19534 -74 (ISO 1925:2001). Mechanical vibration. Balancing. Vocabulary.
2. GOST 24346 -80 (ISO 2041:1990). Vibration and shock. Vocabulary.
3. ISO 2953:1985. Balancing machines. Description and evaluation.
4. ISO 2954:1975. Mechanical vibration of rotating and reciprocating machinery. Requirements for instruments for measuring vibration severity.
5. ISO 5802. Industrial fans. Performance testing in situ.
6. ISO 8821:1989. Mechanical vibration. Balancing. Shaft and fitment key convention.
7. ISO 7919-1:1996. Mechanical vibration of non-reciprocating machines. Measurement on rotating shafts and evaluation criteria. Part 1: General guidelines.
8. ISO 10816-1:1995. Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on nonrotating parts. Part 1: General guidelines.
9. ISO 11342:1998. Mechanical vibration. Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors.
10. ISO 12499. Industrial fans. Mechanical safety of fans. Guarding.
11. ISO 13347 (all parts). Industrial fans. Determination of fan sound power level under standardized laboratory conditions.