

Министерство образования и науки Донецкой Народной Республики  
Государственная организация высшего профессионального образования  
«Донецкий национальный университет экономики и торговли  
имени Михаила Туган-Барановского»

*На правах рукописи*

ПУНДИК МИХАИЛ АЛЕКСАНДРОВИЧ

**ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ  
ОХЛАЖДАЮЩИХ УСТАНОВОК ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

Специальность 05.18.12 – процессы и аппараты пищевых производств

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Донецк – 2022

## **Диссертация является рукописью.**

Работа выполнена в ГО ВПО «Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского» Министерства образования и науки Донецкой Народной Республики.

**Научный руководитель:** кандидат технических наук, доцент **Карнаух Виктория Викторовна**, Государственная организация высшего профессионального образования «Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского», профессор. кафедры холодильной и торговой техники имени Осокина В.В.

**Официальные оппоненты:** **Пенчук Валентин Алексеевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой Наземных комплексов и средств ГО ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры»  
**Ченцов Николай Александрович**, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой Управления качества ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет»

**Ведущая организация:** Государственное образовательное учреждение высшего образования Луганской Народной Республики «Донбасский государственный технический институт», г. Алчевск.

Защита состоится «10» \_\_\_\_\_ 2022 г. в 10:00 часов на заседании диссертационного совета Д 01.025.02 при ГО ВПО «Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского» по адресу: 283055, г. Донецк, пр. Театральный, 28, корпус 7, ауд. 7304, тел: +38(062)304-50-50, e-mail: dissovet102502@gmail.com.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГО ВПО «Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского» по адресу: 283017, г. Донецк, б. Шевченко, 30 (<http://library.donnuet.ru>). Автореферат разослан \_\_\_\_\_

Ученый секретарь диссертационного совета Д 01.025.02 к.т.н., доцент



Н.Н. Севаторов

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы исследования.** Компрессорно-конденсаторные агрегаты различных фирм широко применяются в таких пищевых отраслях как: хлебобулочной, пивоваренной, мясной, а также находят применение и в отдельных линиях замораживания и хранения продуктов питания.

По данным международной аналитической компании BSRIA, мировой рынок компрессоров оценивается в 8,4 млрд долларов США. Рассматривая этот рынок и классифицируя по типам, отмечается, что на центробежные компрессора, приходится 2,0 млрд. долларов США, на поршневые, винтовые и спиральные компрессора – 5,4 млрд. долларов США. Изучая рынок компрессоров Российской Федерации, специалисты BISRIA сделали вывод, что в 2018 г., продажи компрессоров достигли 3350 единиц, из них 75% - это винтовые машины мощностью от 500 до 1500 кВт.

Явление выхода из строя и отказ работы винтовых компрессоров, вызывает длительный простой оборудования или линии в целом, что приводит к значительным экономическим затратам. Несмотря на то, что в литературе предложены различные модели повышения надежности и долговечности отдельных элементов, на сегодняшний день задача повышения безотказности винтовых компрессоров на основе комплекса вибрационных параметров не имеет окончательного решения. Высокие требования, предъявляемые к надёжности системы в настоящее время, определяют актуальность представленной работы.

**Степень разработанности темы.** Использование методов оценки параметров для выявления отказов технических систем было продемонстрировано учеными Холлманом, Гейгером, Филбертом и Метсгером. Развитие методов выявления отказов процесса, основанное на моделировании, оценке параметров и состояния, было обобщено Изерманом. Методы вектора равенства были изначально предложены Шой и Вилски, а затем в дальнейшем доработаны Патеном и Ченом. Методы частотной области обычно применяются, когда воздействие отказов отличается друг от друга, следовательно, частотный спектр служит критерием различия отказов.

Разработка принципов диагностирования роторного механического оборудования, работающего в длительном режиме с использованием параметров вибрации и спектрального анализа основано на содержании работ Русова В.А., Ширмана А.Р., Соловьева А.Б., Гольдина А.С., Баркова А.В., Барковой Н.А., Розенберга Г.Ш. В работах Макарова Р.А., Коллакота Р.А., Голуба Е.С., Мадорского Е.З., Сидорова В.А.

Разработка принципов диагностирования механического и электрического оборудования по температурным полям, работающего в длительных режимах, основано на содержании работ Савова А.В., Решетова А.А. Рукаевича В.В.

**Цель и задачи исследования.** Цель работы заключается в предотвращении внезапных отказов в работе компрессорно-конденсаторного агрегата линий охладителей на предприятиях пищевых производств за счет комплексного подхода к оценке фактического технического состояния методом ранней технической диагностики.

**Задачи исследования.**

1. Проанализировать конструкционные особенности винтовых компрессоров и выявить основные причины появления внезапных отказов; определить виды износа механической части компрессорно-конденсаторного агрегата и разработать таблицы неисправности сценария развития повреждений.

2. Определить зависимость вероятности безотказной работы компрессорно-конденсаторного агрегата от комплекса технического состояния его основных узлов.

3. Определить функциональную зависимость сочетательного влияния температуры масла, частотного диапазона и расстояния, пройденного вибрационным сигналом через масляный слой на за затухание среднеквадратичного значения виброускорения.

4. Разработать предложения по совершенствованию надежности и безотказности компрессорно-конденсаторных агрегатов на раннем этапе развития повреждений.

5. Внедрить результаты исследований в учебный процесс, на предприятиях пищевой промышленности и общественно-административных зданиях, использующих винтовые компрессоры.

**Объектом исследований является** компрессорно-конденсаторный агрегат охлаждающих установок предприятий пищевой промышленности.

**Предмет исследования** – виброакустические и тепловые характеристики компрессорно-конденсаторного агрегата.

**Научная новизна** полученных результатов заключается в установлении последовательности проведения технической диагностики компрессорно-конденсаторных агрегатов на раннем этапе развития неисправности.

1. Обоснована перспективность использования комплексного метода технического диагностирования по тепловым и вибрационным параметрам для предотвращения внезапных отказов компрессорно-конденсаторной системы.

2. Впервые установлена комплексная зависимость вероятности безотказной работы компрессорно-конденсаторного агрегата от технического состояния его основных узлов.

3. Разработан метод раннего диагностирования электромеханической и тепловой системы компрессорно-конденсаторного агрегата по комплексу диагностических параметров.

4. Получена функциональная зависимость комплексного влияния температуры масла, частотного диапазона и расстояния, пройденного вибрационным сигналом через масляный слой на среднеквадратическое значение виброускорения подшипникового узла компрессорно-конденсаторного агрегата.

**Практическая значимость работы:**

1. Разработана методика оценки технического состояния компрессорно-конденсаторных агрегатов на ранних этапах развития повреждений механической части.

2. Разработан алгоритм определения вибрационных характеристик компрессорно-конденсаторного агрегата и оценка его технического состояния.

3. Разработаны предложения по определению контрольно-диагностирующих точек технического состояния подшипникового узла для вертикального герметичного винтового компрессора.

**Методология и методы исследования:**

1. Теоретические методы: анализ информационных источников в области надежности и диагностики роторных машин различных мощностей, методы математического моделирования.

2. Экспериментальные методы: технический метод определения вибрационного сигнала механической части в момент его начальной стадии повреждения для преждевременных ремонтных воздействий; методы математической статистики для обработки и моделирования результатов внезапных отказов механической части компрессорно-конденсаторного агрегата; метод планирования эксперимента.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Диагностические матрицы неисправности компрессорно-конденсаторного агрегата охлаждающих установок предприятий пищевой промышленности с учетом внешних и внутренних факторов воздействия для составления комплексной картинный анализа надежности системы.

2. Логико-вероятностная модель изменения технического состояния компрессорно-конденсаторного агрегата от степени развития дефекта ее основных узлов.

3. Функциональная взаимосвязь влияния температуры масла, частотного диапазона и расстояния пройденного вибрационным сигналом через масляный слой на «затухание» вибрационного сигнала среднеквадратического значения виброускорения.

4. Структурно-логическая схема диагностики компрессорно-конденсаторного агрегата по вибрационным, тепловым и токовым параметрам.

**Степень достоверности.** Достоверность результатов диссертационной работы подтверждается статистической обработкой данных по отказам компрессорно-конденсаторных агрегатов, корректностью математической постановки задачи, использованием современных программных комплексов и методов определения технического состояния объекта исследования.

Основные результаты диссертационной работы докладывались на: Республиканской научно-практической интернет-конференции «Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и оборудование пищевой промышленности и теплохладотехники», 30-31 мая 2016 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; II Международной научно-практической конференции «Экологическая ситуация в Донецком регионе: проблемы безопасности и рекультивации поврежденных территорий для их экономического возрождения», 16-17 мая 2017 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; «Совершенствование, повышение надежности и эффективности холодильной техники», 14 марта 2017 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; II Международной научно-практической конференции «Современные процессы в пищевых производствах и инновационные технологии обеспечения качества пищевых продуктов», 2018 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; «Современные системы тепло- и хладотехники»,

20 марта 2018 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; «Научно-методической конференции научно-педагогических работников Университета», 16 апреля 2019 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; Научной конференции преподавателей и аспирантов Университета по итогам Научно-исследовательской работы за 2018 год «Техника и технология 21 века», 4 апреля 2019 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; Научной конференции преподавателей и аспирантов Университета по итогам Научно-исследовательской работы за 2018 год «Совершенствование, повышение надежности и эффективности холодильной техники», 4 апреля 2019 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; Симпозиуме, посвященном 50-летию кафедры холодильной и торговой техники имени Осокина В.В. и 20-летию Учебно-научно-производственного комплекса «Совершенствование надежности и эффективности холодильной техники», 18-19 апреля 2019 г., г. Донецк ГО ВПО «ДонНУЭТ»; IV Международная научно-практическая конференция «Современные процессы в пищевых производствах и инновационные технологии обеспечения качества пищевых продуктов», посвященная 100-летию Донецкого национального университета экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, 23-27 января 2020 г., г. Сочи; Международная научно-техническая конференция «Доктрина продовольственной безопасности России: холодильные технологии, как основа хранения сельскохозяйственной продукции», 29 июня, 2020 г., г. Москва Московский государственный университет технологий и управления им. К.Г. Разумовского; II Национальная научно-практическая конференция с международным участием «Актуальные проблемы техники, технологии и образования», 2021 г., г. Сочи; V Международная научно-практическая конференция «Современные процессы в пищевых производствах и инновационные технологии обеспечения качества пищевых производств», 2021 г., г. Сочи; II Международная научно-практическая конференция «Современные тенденции интеграции науки. Образования и народного хозяйства», 2021 г., г. Сочи.

**Публикации.** Основные положения диссертации опубликованы автором самостоятельно и в соавторстве в 11 научных работах, в том числе 7 статей, опубликованных в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, рекомендованных ВАК ДНР и РФ, 2 статьи в профессиональных журналах и научных сборниках, 3 публикации на научных международных конференциях.

**Структура и объем диссертационной работы.** Основное содержание работы изложено на 155 страницах машинописного текста, который состоит из 5 разделов и 3 приложений. Диссертация проиллюстрирована 56 рисунками и содержит 32 таблицы. Список использованной литературы содержит 152 наименования.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цели и задачи исследования, отражена практическая значимость и новизна полученных результатов, представлены защищаемые положения, приведена информация по структуре и объему диссертации, публикаций и апробации работы.

В первом разделе «Аналитический обзор компрессорных агрегатов предприятий пищевой промышленности и путей повышения их безотказности» проанализировано современное состояние вопроса по направлению темы диссертации, изложены теоретические предпосылки исследований, на основе которых сформулированы задачи исследования диссертационной работы.

Выполнен литературный анализ методов технической диагностики компрессорно-конденсаторных агрегатов на основе теплофизического и вибрационного метода.

На основании проведенного аналитического обзора по теме работы была сформирована структурно-логическая схема исследований, представленная на рисунке 1.

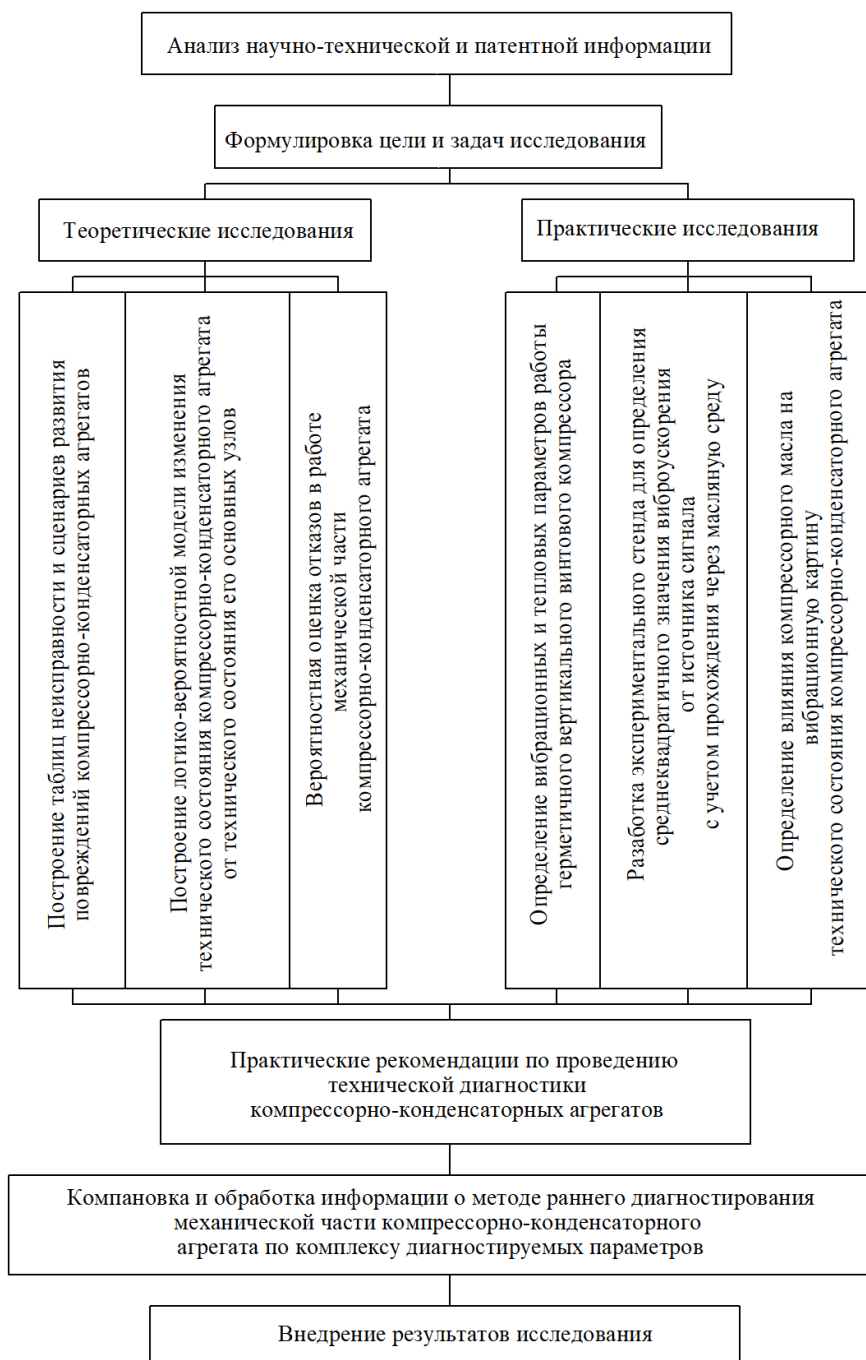


Рисунок 1 - Структурно-логическая схема исследований

Во втором разделе «Теоретическое обоснование раннего диагностирования на основе логико-вероятностных моделей» построены и рассмотрены диагностические матрицы для основных узлов компрессорно-конденсаторного агрегата, а именно: винтовой пары, подшипникового узла, теплообменного аппарата и трубопровода, приборов автоматики и масляного фильтра. При построении матриц были учтены внешние и внутренние факторы воздействия на основные узлы компрессорно-конденсаторного агрегата. Само техническое состояние узлов классифицировалось по четырем признакам: хорошее, удовлетворительное, плохое, аварийное.

В таблицах 1,2 приведена характеристика технического состояния подшипника качения при воздействии внутренних и внешних факторов.

Таблица 1 – Диагностическая матрица технического состояния подшипника качения при воздействии внутренних факторов

Состояние неподвижных соединений	Состояние режима подачи смазочного материала	Взаимность расположения элементов	Равномерность распределения сил в системе	Накопление усталостных повреждений	-
Неподвижность сопрягаемых узлов	Режим подачи и отвода смазки не нарушен. Отсутствует загрязнение смазочного материала	Угол перекоса подшипникового узла отсутствует или находится в допустимом диапазоне $\pm 4/ \dots 8/$	Равномерное распределение нагрузки между телами качения	Отсутствие трещин	Хорошее
Малые перемещения сопрягаемых узлов	Смазочный материал окисляется Изменяется химический состав и физические свойства масла	Не значительное изменение площади контакта соприкасающихся элементов	Равномерное распределение нагрузки между телами качения	Повышение усталостных напряжений на кольца сепаратора подшипников качения, больше допустимых норм	Удовлетворительное
Смещение сопрягаемых деталей относительно друг другу	Снижение и нарушение расхода смазочного материала	Снижение площади контакта сопрягающихся поверхностей	Нарушение равномерности распределения нагрузки между телами качения	Развитие и проявление усталостных трещин на кольце сепаратора	Плохое
Возникновение ударных сил между телами качения	Абразивный износ тел качения	Нарушение взаимного расположения тел качения	Нарушение равномерности распределения нагрузки между телами качения	Интенсивное развитие усталостных повреждений	Аварийное



Таблица 2 – Диагностическая матрица технического состояния подшипника качения при воздействии внешних факторов

Влияние человеческого фактора	Влияние окружающей среды	Отключение электропитания	Выход из строя приборов КИПиА	-
Обслуживающий персонал состоит из ответственных высококвалифицированных специалистов	Температура окружающей среды не влияет на работу подшипников качения	При работе компрессора не наблюдаются перепады напряжения	Приборы автоматики в исправном состоянии	<b>Хорошее</b>
	Окружающая среда не влияет на нарушение герметичности системы			
Обслуживающий персонал не проводил плановый осмотр	Температура окружающей среды не влияет на работу подшипников качения	При работе компрессора возникали нарушения перепада электропитания	Приборы автоматики имеют малые отклонения	<b>Удовлетворительное</b>
	Окружающая среда не влияет на нарушение герметичности системы	Частый пусковой момент запуска электродвигателя повысил допустимые нагрузки на подшипник качения		
Обслуживающий персонал не проводил плановый осмотр системы	Окружающая среда является не благоприятной для работы или установки оборудования	Работа электросети не стабильна	Приборы автоматики имеют малые отклонения	<b>Плохое</b>
По вине обслуживающего персонала произошло нарушение герметичности системы подачи масла или герметичности кожуха масляной ванны на месте установки подшипника качения				
По вине обслуживающего персонала произошло нарушение герметичности системы подачи масла или герметичности кожуха масляной ванны на месте установки подшипника качения	Окружающая среда является причиной нарушения герметичности систем экономайзера и/или кожуха компрессора и/или конденсатора	Из-за нестабильной работы электросети и возникновении частых пусковых моментов произошло превышение допустимых нагрузок на подшипник качения	Из-за выхода из строя приборов автоматики коэффициент рабочего времени компрессора равен 1	<b>Аварийное</b>
Холодильный агент не докипел в испарителе и в жидком состоянии попадает в компрессор (влажный ход)			Повышенный расход электроэнергии и интенсивный износ подшипникового узла	
Гидравлический удар по внутреннему кольцу подшипника качения				

На основе построенных диагностических матриц была построена структурная схема надежности компрессорно-конденсаторного агрегата (рис.2)

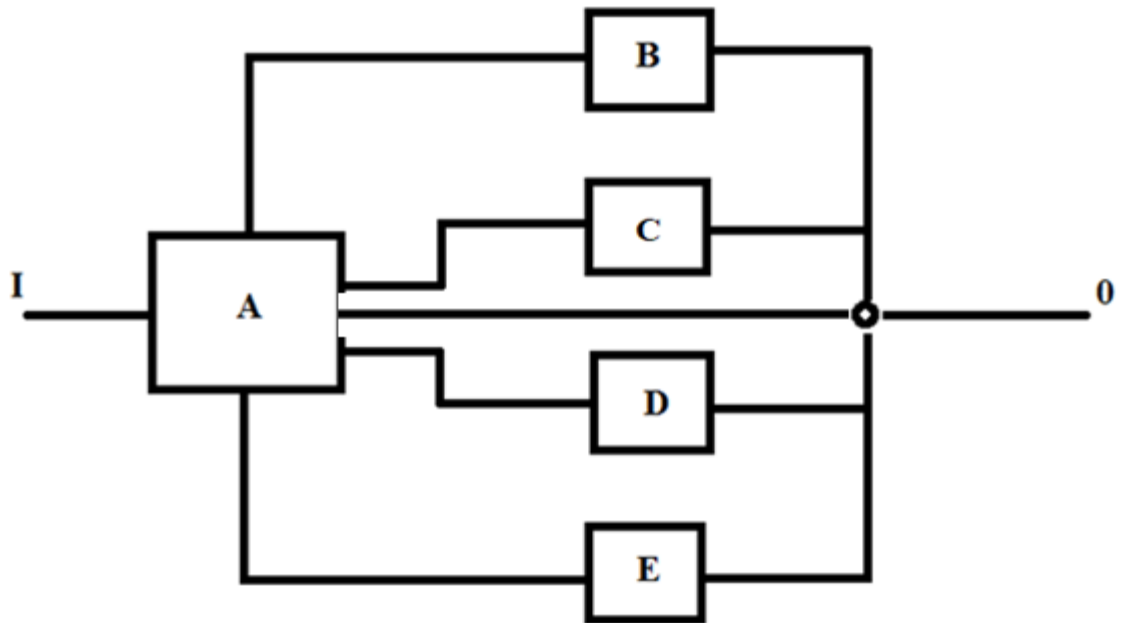


Рисунок 2 – Структурная схема надежности компрессорно-конденсаторного агрегата:

A – винтовая пара; B – подшипниковый узел;  
C – приборы автоматики и автоматизации; D – фильтры;  
E – трубопровод.

Пути работоспособности, изображенные с помощью структурной схемы надежности, описываются Булевым выражением:

$$SS = A \cup B \cup C \cup D \cup E, \quad (1)$$

где:

$SS$  – событие, состоящее в том, что система находится в работоспособном состоянии;

A – событие, состоящее в том, что винтовая пара находится в работоспособном состоянии;

B – событие, состоящее в том, что подшипниковые узлы находятся в работоспособном состоянии;

C – событие, состоящее в том, что приборы автоматики находятся в работоспособном состоянии;

D- событие, состоящее в том, что фильтры находятся в работоспособном состоянии;

E- событие, состоящее в том, что трубопровод находится в работоспособном состоянии.

События  $A, B, C, D, E$  не могут быть заменены вероятностями  $R_A, R_B, R_C, R_D, R_E$  для определения вероятности безотказной работы (ВБР) системы, так как выражение (1) является набором пересекающихся событий.

Для определения вероятности безотказной работы, необходимо логическое сортирование вероятных последовательных событий с применением таблиц истинности (табл.3).

Таблица 3 – Таблица истинности компрессорно-конденсаторного агрегата

Элемент					Система
А	В	С	Д	Е	
0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	1	0
0	0	0	1	0	0
0	0	0	1	1	0
0	0	1	0	0	0
0	0	1	0	1	0
0	0	1	1	0	0
0	0	1	1	1	0
0	1	0	0	0	0
0	1	0	0	1	0
0	1	0	1	0	0
0	1	0	1	1	0
0	1	1	0	0	0
0	1	1	0	1	0
0	1	1	1	0	0
0	1	1	1	1	0
1	0	0	0	0	1
1	0	0	0	1	1
1	0	0	1	0	1
1	0	0	1	1	1
1	0	1	0	0	1
1	0	1	0	1	1
1	0	1	1	0	1
1	0	1	1	1	1
1	1	0	0	0	1
1	1	0	0	1	1
1	1	0	1	0	1
1	1	0	1	1	1
1	1	1	0	0	1
1	1	1	0	1	1
1	1	1	1	0	1
1	1	1	1	1	1
1	1	1	1	0	1
1	1	1	1	1	1

Примечание – 1 – исправный элемент, 0 – элемент с дефектом

Преобразовывая выражение (1), путем подставлений комбинаций с результатом работоспособной системы как суммы непересекающихся событий из таблицы 3, получим следующее выражение:

$$SS = \bar{A}\bar{B}\bar{C}\bar{D}\bar{E} \cup \bar{A}\bar{B}\bar{C}\bar{D}E \cup \bar{A}\bar{B}\bar{C}D\bar{E} \cup \bar{A}\bar{B}\bar{C}DE \cup \bar{A}\bar{B}C\bar{D}\bar{E} \cup \bar{A}\bar{B}C\bar{D}E \cup \bar{A}\bar{B}CDE \cup \bar{A}B\bar{C}\bar{D}\bar{E} \cup \bar{A}B\bar{C}\bar{D}E \cup \bar{A}B\bar{C}D\bar{E} \cup \bar{A}B\bar{C}DE \cup \bar{A}BC\bar{D}\bar{E} \cup \bar{A}BC\bar{D}E \cup \bar{A}BCDE \cup ABC\bar{D}\bar{E} \cup ABCDE \quad (2)$$

Преобразовав выражение (2), с учетом замены вероятностями, получим:

$$\begin{aligned} SS = & (1 - R_A) \cdot (1 - R_B) \cdot (1 - R_C) \cdot (1 - R_D) \cdot (1 - R_E) + (1 - R_A) \cdot \\ & (1 - R_B) \cdot (1 - R_C) \cdot (1 - R_D) \cdot R_E + (1 - R_A) \cdot (1 - R_B) \cdot (1 - R_C) \cdot R_D \cdot (1 - R_E) + \\ & (1 - R_A) \cdot (1 - R_B) \cdot (1 - R_C) \cdot R_D \cdot R_E + (1 - R_A) \cdot (1 - R_B) \cdot R_C \cdot (1 - R_D) \cdot \\ & (1 - R_E) + (1 - R_A) \cdot (1 - R_B) \cdot R_C \cdot (1 - R_D) \cdot R_E + (1 - R_A) \cdot (1 - R_B) \cdot R_C \cdot R_D \cdot \\ & (1 - R_E) + (1 - R_A) \cdot (1 - R_B) \cdot R_C \cdot R_D \cdot R_E + (1 - R_A) \cdot R_B \cdot (1 - R_C) \cdot (1 - R_D) \cdot \\ & (1 - R_E) + (1 - R_A) \cdot R_B \cdot (1 - R_C) \cdot (1 - R_D) \cdot R_E + (1 - R_A) \cdot R_B \cdot (1 - R_C) \cdot R_D \cdot \\ & (1 - R_E) + (1 - R_A) \cdot R_B \cdot (1 - R_C) \cdot R_D \cdot R_E + (1 - R_A) \cdot R_B \cdot R_C \cdot (1 - R_D) \cdot \\ & (1 - R_E) + (1 - R_A) \cdot R_B \cdot R_C \cdot (1 - R_D) \cdot R_E + (1 - R_A) \cdot R_B \cdot R_C \cdot R_D \cdot (1 - R_E) + \\ & (1 - R_A) \cdot R_B \cdot R_C \cdot R_D \cdot R_E \quad (3) \end{aligned}$$

Сократив выражение (3), получим, что техническое состояние системы напрямую зависит от технического состояния элемента  $R_A$ , а именно:

$$SS = (1 - R_A). \quad (4)$$

Для определения ВБР винтовой пары и логического описания влияния приборов автоматики, трубопровода, фильтра и подшипника, необходимо построить таблицу истинности событий работы винтовой пары.

С учетом полученной таблицы истинности определим вероятность безотказной работы винтовой пары:

$$SS_{\text{винтовая пара}} = (R_B - 1) \cdot (R_E \cdot R_D + R_E \cdot R_C + R_D \cdot R_C - 2 \cdot R_C \cdot R_D \cdot R_E - 1) \quad (5)$$

Вероятность безотказной работы компрессорно-конденсаторного агрегата с применением вертикального герметичного винтового компрессора с учетом выражений (4) и (5) будет иметь следующий вид:

$$SS_{\text{системы}} = 1 - (R_B - 1) \cdot (R_E \cdot R_D + R_E \cdot R_C + R_D \cdot R_C - 2 \cdot R_C \cdot R_D \cdot R_E - 1) \quad (6)$$

Анализ выражения (6) позволяет сделать вывод, что наибольшее влияние на вероятность безотказной работы системы оказывает техническое состояние винтовой пары и подшипникового узла.

Для вероятностной оценки отказов в работе механической части компрессорно-конденсаторного агрегата проведен статистический анализ отказов, на основе сведений о ремонтах компрессорно-конденсаторных агрегатов в период с 2015 г. по 2019 г.

В таблице 4 проведено количество отказов винтовой пары по месяцам периодом за 4 года.

Таблица 4 – Количество отказов винтовой пары

Месяц \ Год	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Всего
1	0	0	0	1	0	1	2	2	2	2	0	0	10
2	1	0	1	2	1	0	2	1	2	1	1	0	12
3	0	1	0	0	2	2	2	1	1	0	1	1	11
4	0	0	1	0	1	2	1	2	0	1	1	1	10
Всего за каждый месяц	1	1	2	3	4	5	7	6	5	4	3	2	43

Доля отказов винтовой пары по месяцам приведена в таблице 5.

Таблица 5 – Доля отказов винтовой пары по месяцам, %

Месяц \ Год	Доля отказов винтовой пары за каждый месяц												Всего
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1	0,00	0,00	0,00	10,00	0,00	10,00	20,00	20,00	20,00	20,00	0,00	0,00	100,00
2	8,33	0,00	8,33	16,67	8,33	0,00	16,67	8,33	16,67	8,33	8,33	0,00	100,00
3	0,00	9,09	0,00	0,00	18,18	18,18	18,18	9,09	9,09	0,00	9,09	9,09	100,00
4	0,00	0,00	10,00	0,00	10,00	20,00	10,00	20,00	0,00	10,00	10,00	10,00	100,00
среднее за месяц	2,08	2,27	4,58	6,67	9,13	12,05	16,21	14,36	11,44	9,58	6,86	4,77	100,00

Определим число интервалов по формуле Стерджеса

$$m = 1 + \ln n \quad (7)$$

тогда  $m = 1 + \ln 43 = 4,87$ . Примем число интервалов  $m = 5$ . Допускается отклонение на 2 или 3 ед. в ту или другую сторону.

Согласно данным таблицы 5:  $x_{min} = 0,00$  и  $x_{max} = 20,00$ . Ширина интервала:

$$h = \frac{x_{max} - x_{min}}{m} = 4,00. \quad (8)$$

Для того, чтобы среднее значение варианта первого класса попадало примерно в середину его интервала, начало первого интервала  $\alpha_1$  принимаем равным  $\alpha_1 = x_{min} - h/2 = -2$ .

Таблица 5 – Группировка исходных данных по интервалам

№	$\alpha_i$	$\beta_i$	$x'_i$	$n_i$	$x'_i n_i$	$x'^2_i n_i$
1	-2,00	4,00	1,00	16	16,00	16,00
2	4,00	8,00	6,00	0	0,00	0,00
3	8,00	12,00	10,00	16	160,00	1600,00
4	12,00	16,00	14,00	0	0,00	0,00
5	16,00	20,00	18,00	16	288,00	5184,00
<b>Сумма</b>				<b>48</b>	<b>464,00</b>	<b>6800,00</b>

Определяем выборочное среднее  $\bar{x}_B$  и выборочное среднее квадратичное отклонение  $\sigma_B$  по формулам:

$$\bar{x}_B = \frac{\sum_{i=1}^5 x'_i n_i}{n}. \quad (9)$$

$$\sigma_B^2 = \left( \frac{\sum_{i=1}^5 x_i'^2 n_i}{n} - \left( \frac{\sum_{i=1}^5 x'_i n_i}{n} \right)^2 \right). \quad (10)$$

$$\bar{x}_B = 9,67; \sigma_B^2 = 48,22; \sigma_B = 6,94.$$

Для выборочного среднего  $\bar{x}_B = 9,67\%$  вычислим вероятность того, что процент обращений в сервисную службу в связи с отказом винтовой пары, находится в пределах от  $\bar{x}_B - 2\%$ ,  $\bar{x}_B + 2\%$ , то есть от 7,67% до 11,67%.

Следовательно, вероятность того, что процент отказов за месяц в связи с выходом из строя винтовой пары, находится в пределах от 7,67% до 11,67% от общего числа обращений за год.

Аналогично может быть проверена гипотеза относительно отказов подшипника за месяц. Исходные данные о числе отказов подшипника за четыре года по месяцам представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Количество отказов подшипникового узла

Месяц Год	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Всего
1	5	6	5	7	9	13	8	10	9	7	6	4	89
2	3	4	5	7	6	10	12	11	9	6	4	2	79
3	5	6	5	9	11	13	15	13	10	7	6	4	104
4	3	5	8	9	10	7	10	9	9	10	3	6	89
Всего за каждый месяц	16	21	23	32	36	43	45	43	37	30	19	16	361

Для выборочного среднего  $\bar{x}_B = 8,48\%$  вычислим вероятность того, что процент обращений в сервисную службу в связи с отказом подшипникового узла, находится в пределах от  $\bar{x}_B - 2\%$ ,  $\bar{x}_B + 2\%$ , то есть от 6,48% до 10,48%.

**В третьем разделе «Аппаратурное и методическое обеспечение экспериментальных исследований»** представлен анализ разработанного экспериментального стенда для определения вибрационных характеристик, проходящих через масляный слой.

Конструкция экспериментального стенда представлена на рисунке 3.

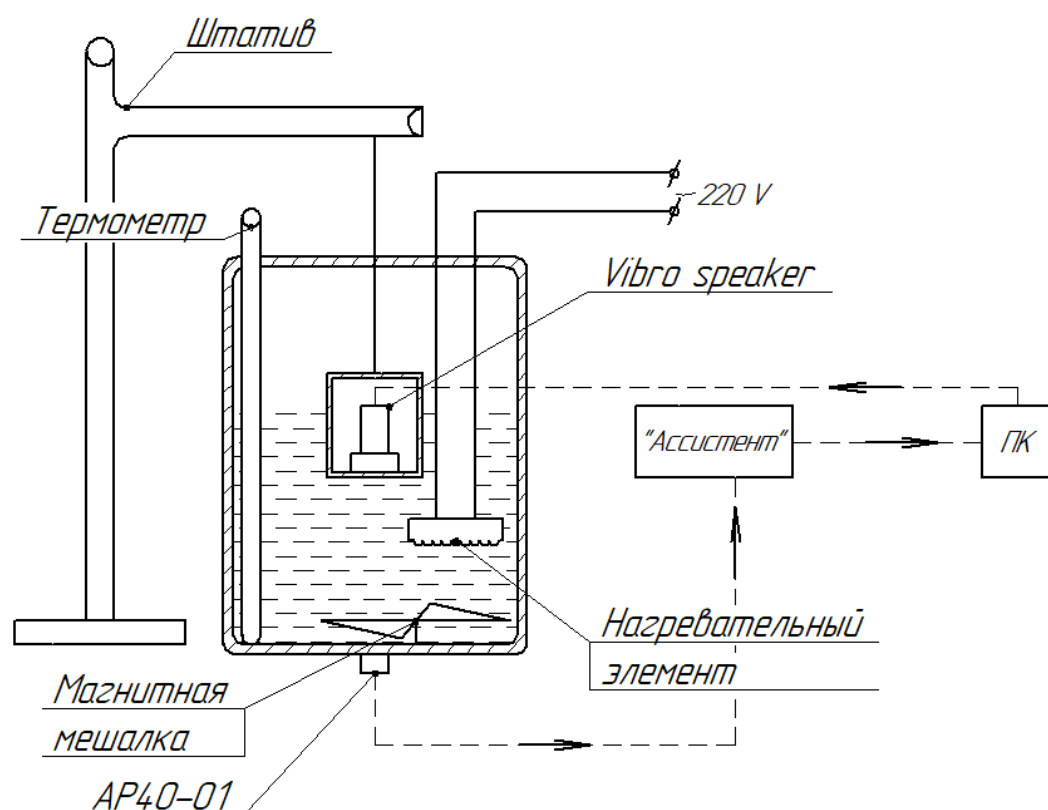


Рисунок 3 - Схема экспериментального стенда по определению среднеквадратического значения виброускорения проходящего через масляную ванну

Разработанный стенд представляет собой цилиндрическую емкость, выполненную из оцинковочного металла высотой 0,4 м и диаметром 0,15 м. Для повышения сопротивления теплопередачи нагретого масла с окружающей средой емкость была утеплена самоклеющимся фольгированным пенофолом толщиной теплоизоляционного слоя 0,005 м. Нижняя часть цилиндрической емкости имеет место для установки пьезоэлектрического вибропреобразователя AP40-01.

Емкость была заполнена минеральным компрессорным маслом VG-100, которое соответствует международным классификациям масел ISO VG DIN 51506. Компрессорное масло VG-100 относится к минеральным маслам и имеет широкую область применения при работе одноступенчатых и многоступенчатых поршневых компрессоров, а также винтовых компрессоров открытого и полугерметичного типа с рабочей температурой до 200 °С.

Имитация вибрационного сигнала осуществляется с помощью Vibro speakera в частотном диапазоне  $10 \div 2523$  Гц. Температура минерального компрессорного масла варьировалась в диапазоне  $17,05 \div 92,51$  °С. Расстояние от источника вибрационного сигнала до основания оцинкованной емкости, где был установлен пьезоэлектрический вибропреобразователь AP40-01, изменялось в диапазоне  $0,1 \div 0,336$  м.

Для получения многофакторных моделей, описывающих одновременное влияние температуры масла, частоты издаваемого сигнала и расстояния, пройденного им через масляную ванну, разработана методика комплексного исследования с применением планирования эксперимента.

**В четвертом разделе «Влияние компрессорного масла на вибрационную картину технического состояния компрессорно-конденсаторного агрегата»** приведены результаты исследований по определению технического состояния рассматриваемого вертикального герметичного винтового компрессора в системе компрессорно-конденсаторного агрегата.

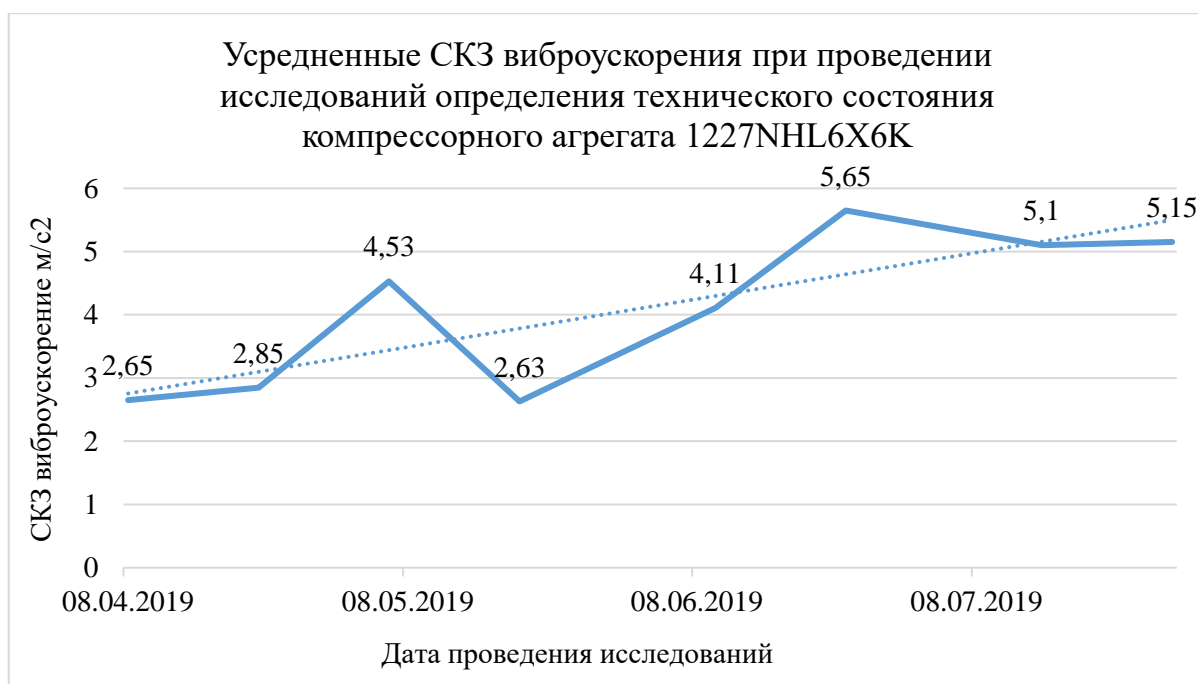
Результаты экспериментальных исследований теплофизической и вибрационной диагностики компрессорно-конденсаторного агрегата представлены в виде таблиц с округлением рядов экспериментальных значений до сотых.

Таблица 7 - Усредненные результаты наблюдений за техническим состоянием вертикального герметичного винтового компрессора

Дата проведения замера	СКЗ виброускорения, $m/c^2$	Давление линии нагнетания, МПа	Давление линии всасывания, МПа	Температура линии нагнетания, °С	Температура линии всасывания, °С	Режим работы компрессорно-конденсаторного агрегата, %	Теоретическая потребляемая мощность компрессором, кВт
08.04.2019	2,65	1,53	0,31	56,1	2,3	100	296,6
22.04.2019	2,85	1,60	0,33	57,8	3,3	100	244,7
06.05.2019	4,53	1,63	0,33	58,7	3,3	100	363,32
20.05.2019	2,63	1,62	0,32	58,4	2,5	100	352,61
10.06.2019	4,11	1,61	0,33	58,1	3,3	100	340,57
24.06.2019	5,65	1,64	0,32	58,9	2,7	100	339,46
15.07.2019	5,10	1,64	0,32	58,8	2,9	100	340,42
29.07.2019	5,15	1,63	0,33	58,6	3,2	100	351,88

Результаты проведения технической диагностики компрессорного агрегата для определения его технического состояния визуализированы на рисунках 4 и 5.





**Рисунок 4 - Результаты проведения технической диагностики компрессорного агрегата с 08.04.2019 по 29.07.19 по усредненным СКЗ виброускорения**



**Рисунок 5 - Результаты проведения технической диагностики компрессорного агрегата с 08.04.2019 по 29.07.19 по усредненным значениям теоретической потребляемой мощности компрессора 1227NHL6X6K**

Согласно приведенной таблице 7 потребляемая мощность компрессора составляет 312,7 кВт, однако на период с 08.05.2019 по 29.07.2019 г. теоретическая потребляемая мощность компрессора возрастает и превышает значение технического паспорта агрегата. Повышение теоретической мощности компрессора 1227NHL6X6K наступает в тот момент, когда происходит и

повышение СКЗ виброускорения компрессорного агрегата, что подтверждает необходимость проведения дополнительного спектрального анализа.

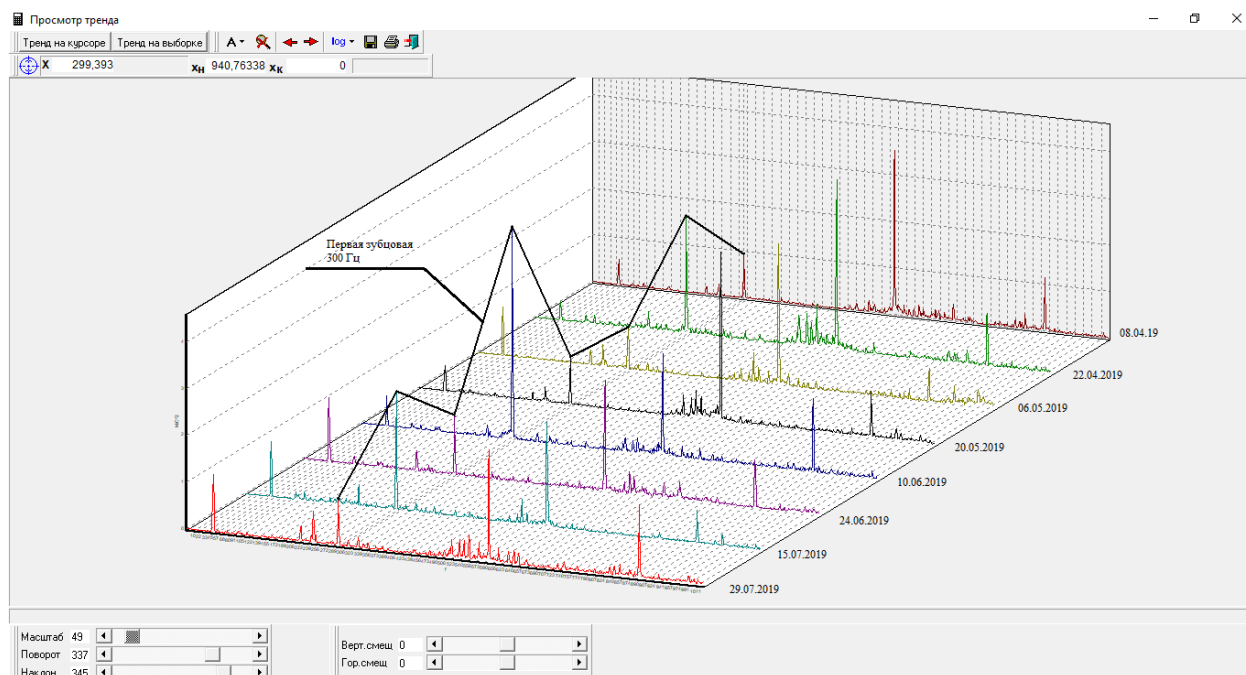


Рисунок 6 - Спектральный анализ виброускорения компрессорного агрегата 1227NHL6X6K на частоте 300 Гц

Анализ приведенного спектральных рендера виброускорения (рисунок 6) предоставляет информацию о повышении оборотной частоты работы компрессора 1227NHL6X6K с 24.06.2019 г. с  $0,43 \text{ м/с}^2$  до  $1,2 \text{ м/с}^2$ . При отсутствии повреждений на спектральном анализе должно происходить, как правило, преобладание первой гармоники на частоте 300 Гц, над второй гармоникой на частоте 600 Гц и второй над третьей гармоникой 900 Гц. На приведенном рисунке 6 происходит преобладание второй гармоники на частоте 600 Гц над остальными, кроме спектрального анализа, приведенного 10.06.2019г., однако значение виброускорения составляет  $4,11 \text{ м/с}^2$ , что в сравнении с другими спектрами является завышенным показателем. На приведенном спектральном анализе в частотном диапазоне 222-339 Гц, 490-673 Гц, 837-924 Гц имеется модуляция, что характерно при дисбалансе роторной пары.

При диагностике компрессорного агрегата по СКЗ виброускорения полученные значения не превышают допустимые согласно ГОСТ 20815-93. Данное явление объясняемо тем, что поврежденный подшипник работает погруженным в масляную ванну, из-за чего издаваемый подшипником вибрационный сигнал проходя на корпус компрессора проявляет свойство «затухание».

Для определения «затухания» вибрационного сигнала, который происходит в результате работы подшипника в частотном диапазоне 300-450 Гц, полностью погруженным в масляную ванну, компрессорного масла VG-100 необходимо определиться с диапазоном температуры компрессорного масла и расстоянием,

пройденным вибрационным сигналом от источника до пьезоэлектрического преобразователя.

Определение величины затухания вибрационного сигнала, проходящего через масляную ванну, основывается на разности СКЗ виброускорения. СКЗ виброускорения, измеряемое пьезоэлектрическим преобразователем на корпусе экспериментального стенда, проходящего от источника вибрационного сигнала, обозначим как  $y_{\text{ВЫХ}}$  м/с<sup>2</sup>, а СКЗ виброускорения издаваемое самим источником вибрационного сигнала, обозначим  $y_{\text{ВХ}}$  м/с<sup>2</sup>.

Для проведения экспериментальных исследований был выбран статистический метод Бокса-Уилсона с планом типа 2<sup>3</sup>. Уровни факторов и интервалы варьирования заданными параметрами приведены в таблице 8.

Таблица 8 – Уровни и интервалы варьирования факторов

Уровни		Факторы		
		Температура компрессорного масла, $z_1$ , °С	Частота воспроизведения вибрационного сигнала, $z_2$ , Гц	Расстояние от источника вибрации до вибропреобразователя, $z_3$ , М
Центральный	0	40,0	1000	0,15
Верхний	+1	55,0	1500	0,20
Нижний	-1	25,0	500	0,10

По заданным уровням и интервалам варьирования факторов на основе матрицы планирования эксперимента таблица 8 и методики проведения экспериментальных исследований, описанных в разделе 3, определена функция отклика вибрационного сигнала, вибросигнала, проходящего через компрессорное масло. Результаты проведенных исследований приведены в таблице 9.

Таблица 9 – Результаты проведенных исследований по определению СКЗ виброускорения

Значение фактора	Факторы			Результаты		
	$z_1$	$z_2$	$z_3$	$y_{1\text{ВЫХ}}$	$y_{2\text{ВЫХ}}$	$y_{3\text{ВЫХ}}$
1	55	1500	0,20	0,0045	0,0043	0,00465
2	25	1500	0,20	0,0105	0,010	0,0108
3	55	500	0,20	0,1183	0,112	0,120
4	25	500	0,20	0,0807	0,075	0,081
5	55	1500	0,10	0,0072	0,0069	0,0070
6	25	1500	0,10	0,0052	0,0045	0,0047
7	55	500	0,10	0,1133	0,116	0,116
8	25	500	0,10	0,1895	0,17	0,177

$$y_{\text{ВЫХ}} = 0,0645 - 0,037x_1 - 0,0578x_2 - 0,0119x_3 + 0,0116x_1x_3 + 0,0126x_2x_3 - 0,0137x_1x_2x_3 \quad (11)$$

Анализ полученных результатов показал, что в частотном диапазоне воспроизведения вибрационного сигнала 300 Гц и расстоянию пройденного им через компрессорное масло 0,1 м, значение вибрационного сигнала составит 0,143 м/с<sup>2</sup>. При увеличении расстояния прохождения вибрационного сигнала на 0,35 м, в аналогичном частотном диапазоне СКЗ виброускорения составляет 0,066 м/с<sup>2</sup>.

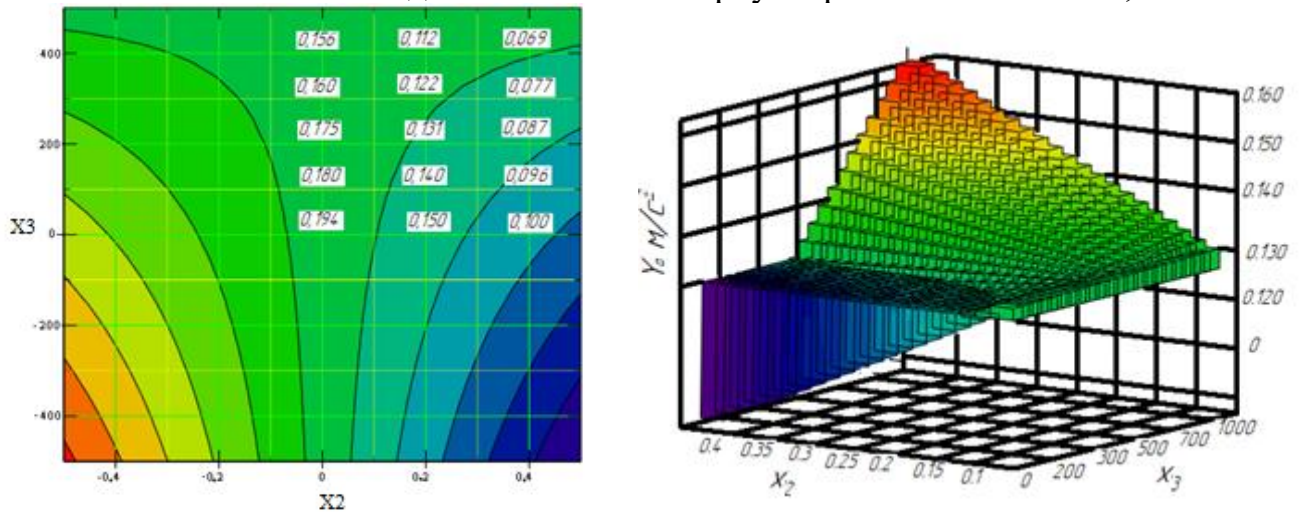


Рисунок 7 – График зависимости СКЗ виброускорения от расстояния пройденного через компрессорное масло, м ( $x_2$ ) и частотного диапазона воспроизведения вибрационного сигнала, Гц ( $x_3$ ) при фиксации фактора температуры масла

Для определения  $y_{вх}$  был проведен ряд экспериментальных исследований критерии которого заключались в следующем:

- имитация вибрационного сигнала происходила с помощью Vibro speaker в частотном диапазоне 50 ÷ 2600 Гц.
- температура окружающей среды в момент проведения исследования в помещении составляла 24,2 °С.
- вибрационный сигнал проходил через луженную сталь толщиной 0,00012 м. На обратной стороне луженной пластины был закреплен вибропреобразователь AP40-01.

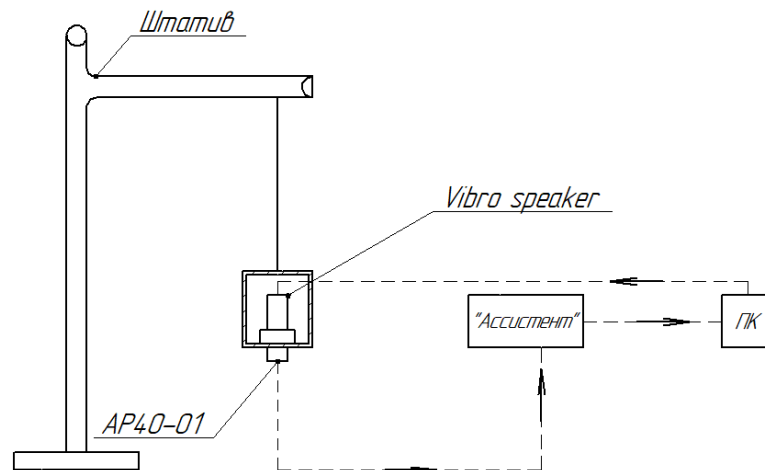


Рисунок 8 – Схема экспериментального стенда по определению функции отклика  $y_{вх}$  СКЗ виброускорения

Результаты поведенных замеров и градация частотного диапазона приведены в таблице 10.

Таблица 10 – Матрица планирования эксперимента по определению функции отклика  $y_{вх}$

Номер опыта	Факторы Частота воспроизведения вибрационного сигнала, $z_2$ , Гц	Результаты эксперимента, $y_{вх}$ , м/с <sup>2</sup>			Средний результат, $y_{сред (вх)}$ , м/с <sup>2</sup>
		$y_{1вх}$	$y_{2вх}$	$y_{3вх}$	
1	50	3,64	3,62	3,60	3,62
2	100	3,59	3,55	3,58	3,57
3	200	3,49	3,30	3,41	3,40
4	400	2,32	2,30	2,33	2,31
5	600	2,11	2,15	2,10	2,12
6	1000	1,71	1,76	1,74	1,73
7	1200	1,51	1,56	1,54	1,53
8	1400	1,30	1,29	1,31	1,30
9	1600	1,09	1,05	1,12	1,08
10	1800	0,89	0,80	0,90	0,86
11	2000	0,69	0,65	0,63	0,65
12	2200	0,48	0,45	0,44	0,45
13	2400	0,28	0,26	0,30	0,28
14	2600	0,079	0,080	0,075	0,078

Уравнение регрессии в данном случае будет иметь вид

$$y_{вх} = 2,81 - 0,0105z_2 \quad (12)$$

Полученные функциональные зависимости необходимы для определения  $\Delta y$ . Функция  $\Delta y$  является параметром затухания СКЗ виброускорения, м/с<sup>2</sup>.

$$\Delta y = y_{вх} - y_{вых} \quad (13)$$

Проведем раскодировку параметров  $z_1, z_2, z_3$

$$x_1 = \frac{z_1 - 40}{15}; x_2 = \frac{z_2 - 1000}{500}; x_3 = \frac{z_3 - 0,15}{0,05}$$

И подставив в выражение 13 полученные уравнения 11 и 12, получим

$$\begin{aligned} \Delta y = & 2,81 - 0,0105z_2 - 0,0645 - 0,0037 \cdot \frac{z_1 - 40}{15} - 0,0578 \cdot \frac{z_2 - 1000}{500} - 0,0119 \\ & \cdot \frac{z_3 - 0,15}{0,05} + 0,0116 \cdot \frac{z_1 - 40}{15} \cdot \frac{z_3 - 0,15}{0,05} + 0,0126 \cdot \frac{z_2 - 1000}{500} \\ & \cdot \frac{z_3 - 0,15}{0,05} - 0,0137 \cdot \frac{z_1 - 40}{15} \cdot \frac{z_2 - 1000}{500} \cdot \frac{z_3 - 0,15}{0,05} \end{aligned} \quad (14)$$

где:  $z_1$  – температура компрессорного масла, °С;

$z_2$  – частота работы подшипникового узла, Гц;

$z_3$  – расстояние от погруженного в масляную ванну подшипникового узла до корпуса вертикального компрессора, м.

Для получения поверхности функции отклика уравнения затухания вибрационного сигнала  $\Delta y, \text{м/с}^2$  и его анализа закрепим значение температуры компрессорного масла  $z_1 = 60^\circ\text{C}$  рисунок 4.15 и  $z_1 = 90^\circ\text{C}$  (рис. 9).

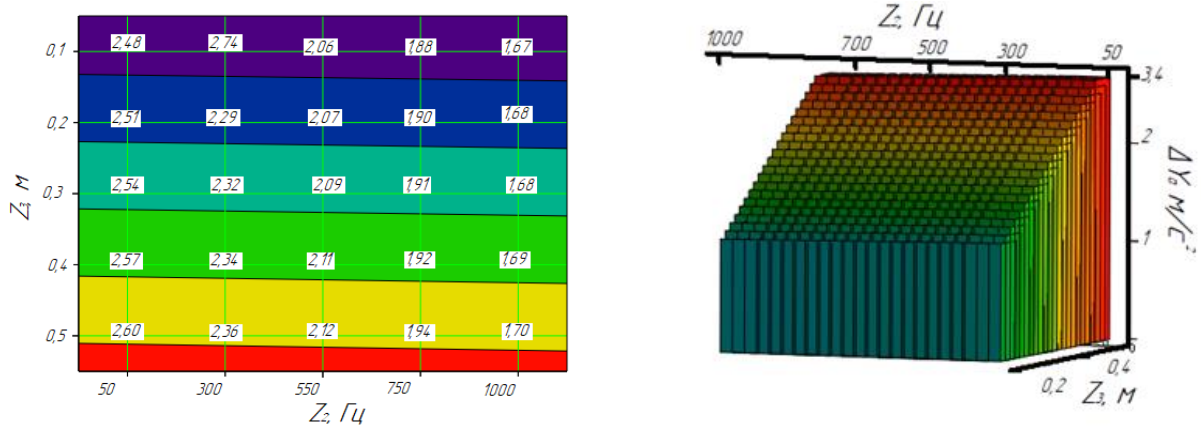


Рисунок 9 - График зависимости затухания СКЗ виброускорения от расстояния пройденного через компрессорное масло, м ( $z_3$ ) и частотного диапазона воспроизведения вибрационного сигнала, Гц ( $z_2$ ) при фиксации температуры компрессорного масла  $60^\circ\text{C}$

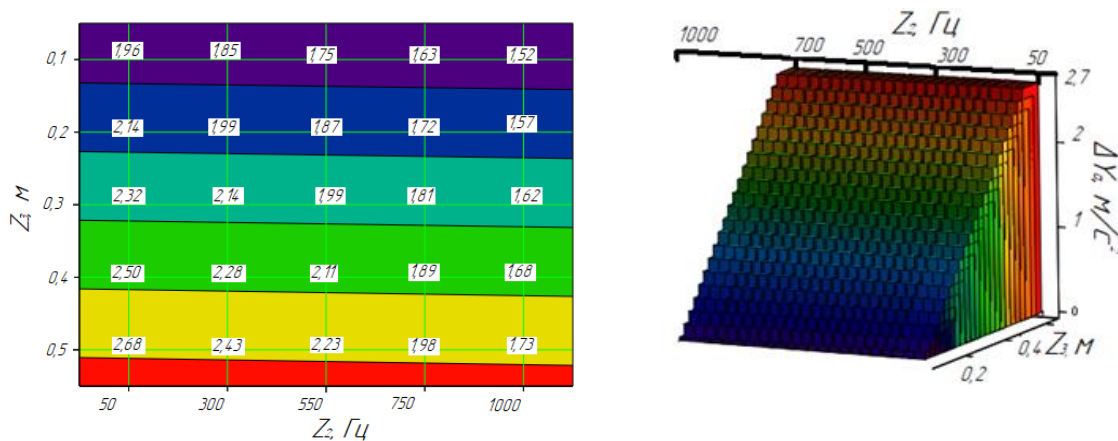


Рисунок 10 - График зависимости затухания СКЗ виброускорения от расстояния пройденного через компрессорное масло, м ( $z_3$ ) и частотного диапазона воспроизведения вибрационного сигнала, Гц ( $z_2$ ) при фиксации температуры компрессорного масла  $90^\circ\text{C}$

Анализ результатов исследования затухания СКЗ виброускорения с помощью функции откликов, которые представлены на рисунках 9 и 10 показал, что в среднем, при диагностировании подшипникового узла вертикальных герметичных винтовых компрессоров от 1,52 до 2,68  $\text{м/с}^2$  СКЗ виброускорения затухает, проходя через масляную ванну. При увеличении температуры компрессорного масла  $z_1$  на  $30^\circ\text{C}$  СКЗ  $\Delta y$  увеличивается в среднем с 0,03 до 0,11  $\text{м/с}^2$ . Расстояние, пройденное вибрационным сигналом от источника вибрации до кожуха компрессора, также вносит существенные изменения в картину технического состояния диагностируемого объекта. При температуре компрессорного масла  $z_1 = 60^\circ\text{C}$ , СКЗ  $\Delta y$  изменяет свое значение на 0,22  $\text{м/с}^2$

при увеличении  $z_3$  с 0,1 до 0,5 м в частотном диапазоне 300 Гц. А при температуре компрессорного масла  $z_1 = 90^\circ\text{C}$ , СКЗ  $\Delta u$  изменяет свое значение на  $0,58 \text{ м/с}^2$  при увеличении  $z_3$ , с 0,1 до 0,5 м в аналогичном частотном диапазоне.

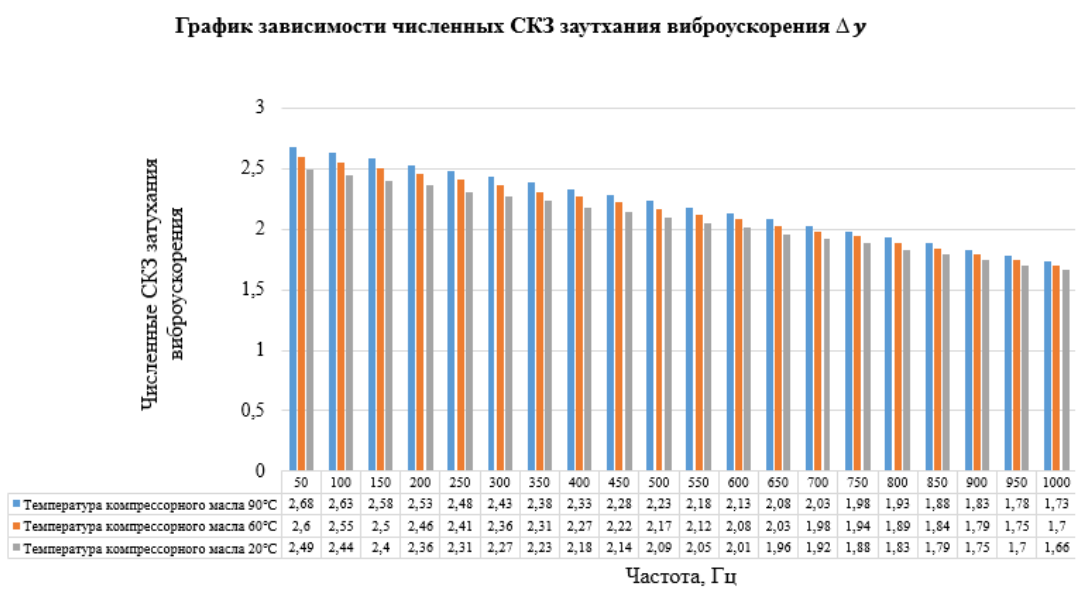


Рисунок 11 – График зависимости численных СКЗ затухания виброускорения при расстоянии от источника вибрации до вибропреобразователя 0,1 м и изменяемых значениях температуры масла 20°C, 60°C и 90°C

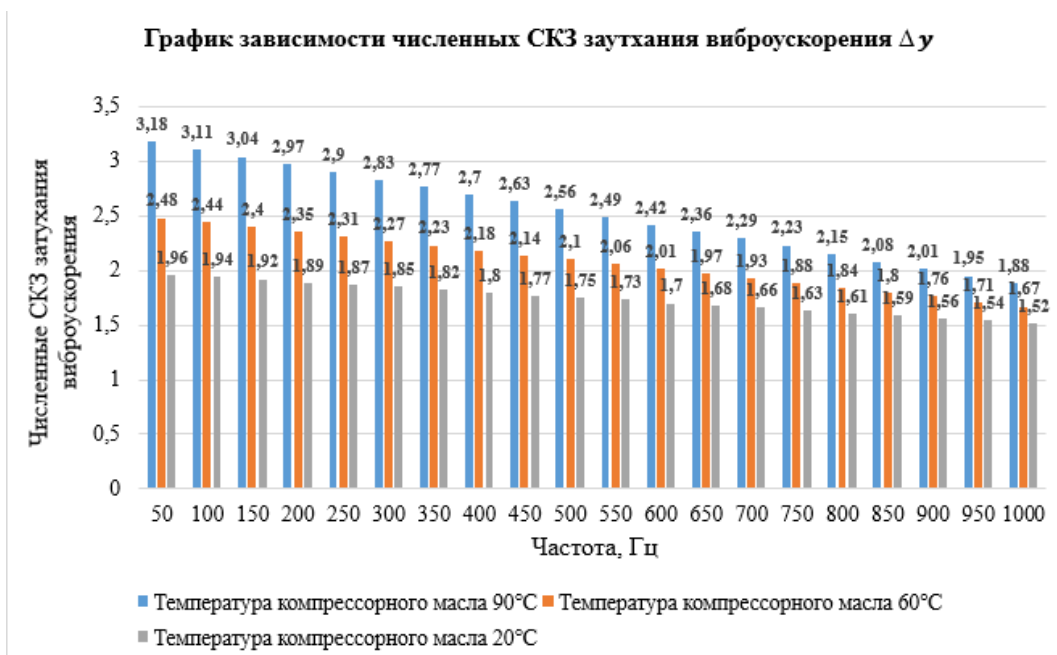


Рисунок 12 – График зависимости численных СКЗ затухания виброускорения при расстоянии от источника вибрации до вибропреобразователя 0,5 м и изменяемых значениях температуры масла 20°C, 60°C и 90°C

Анализ результатов определения затухания вибрационного сигнала, который проходит от источника вибрации погруженного в масляной ванне до корпуса экспериментального стенда, где установлен пьезоэлектрический преобразователь, показал, что при увеличении расстояния прохождения вибрационного сигнала  $z_3$ ,

на 0,3 м, происходит увеличение затухания СКЗ виброускорения на  $0,5 \text{ м/с}^2$  при температуре масла  $90^\circ\text{C}$ . С понижением температуры масла  $z_1$  с  $90$  до  $20^\circ\text{C}$  затухание СКЗ виброускорения уменьшается на  $1,22 \text{ м/с}^2$  при  $z_3 = 0,1 \text{ м}$  и на  $0,19 \text{ м/с}^2$  при  $z_3 = 0,4 \text{ м}$ . В общем картина СКЗ вибрационного сигнала  $\Delta u, \text{ м/с}^2$  по результатам проведенных исследований характеризуется затуханием вибрационного сигнала в исследуемом диапазоне на 68-96,5%.

В пятом разделе «Практическая реализация результатов исследования» приведена структурно-логическая схема диагностики компрессорно-конденсаторного агрегата (рисунок 13).

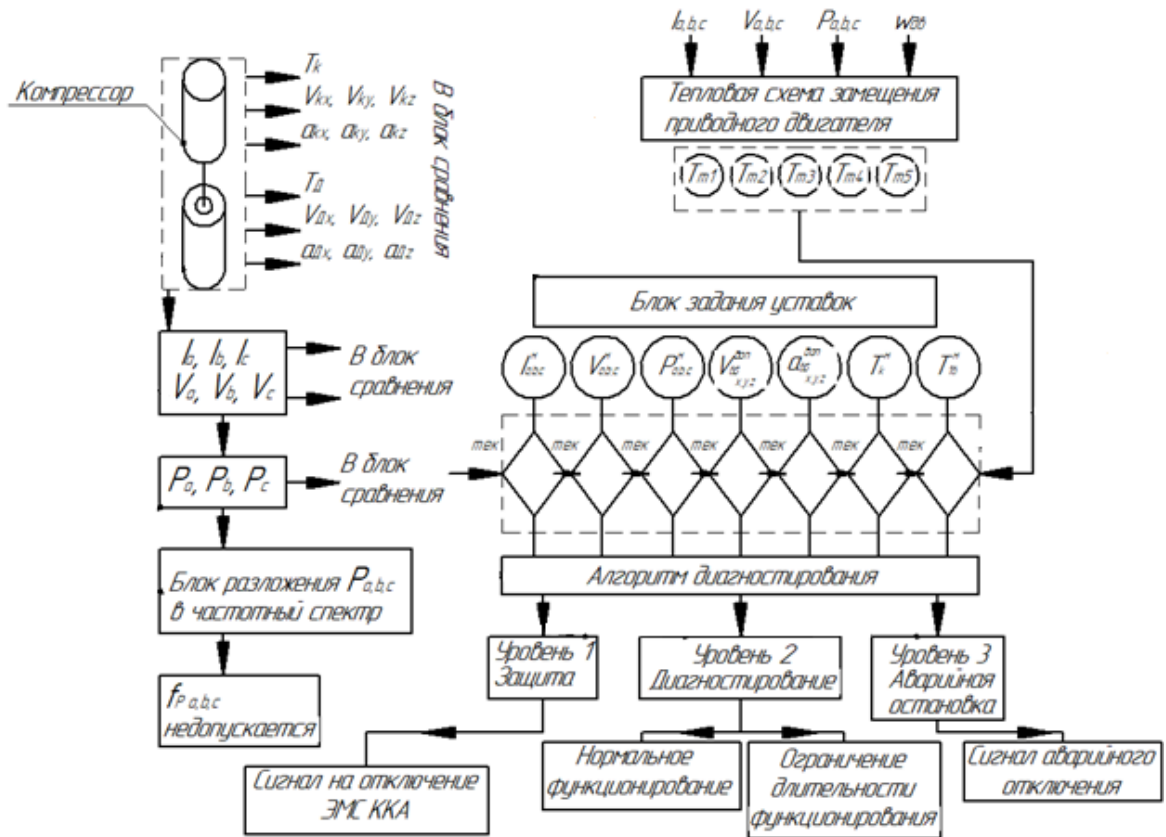


Рисунок 12 – Структурно-логическая схема диагностики компрессорно-конденсаторного агрегата

Датчики вибрации устанавливаются на компрессоре и приводном двигателе по идеализированным осям объёмной системы координат  $XYZ$  –  $X_K, Y_K, Z_K; X_{ДВ}, Y_{ДВ}, Z_{ДВ}$ .

Датчики температуры фиксируют температуру окружающей среды -  $T_{ОКР}$ , температуру компрессора –  $T_K$  и температуру приводного двигателя  $T_{ДВ}$ . Для определения наиболее нагретого звена двигателя используется тепловая схема замещения двигателя (ТСЗ).

Питание электродвигателя осуществляется с помощью кабельной линии через входной автомат, включающий в себя максимальные и тепловые расцепители.

Датчики тока и напряжения позволяют иметь текущие значения величин –  $I_A, I_B, I_C; V_A, V_B, V_C$ . На базе текущих величин  $I_{A,B,C}$  и  $V_{A,B,C}$  рассчитывается



потребляемая мощность. Режиму номинального функционирования системы соответствуют номинальные значения величин –  $I_{A,B,C}^n$ ,  $V_{A,B,C}^n$ ,  $P_{A,B,C}^n$ ,  $V_{A,B,C}^{don}$ ,  $a_{A,B,C}^{don}$ ,  $T_K^H$ ,  $T_{ДВ}^H$ . Эти величины вводятся в блок задания установок (БЗУ).

Текущие значения измеряемых и определяемых величин поступают в блок сравнения и выделения разности (БСВР) (со знаками «+» или «-»).

В блок сравнения температуры двигателя вводятся  $T_{ДВ}^H$ ,  $T_{ТЕК}^H$  и температуры расчётных тел ( $T_{m1}$ ,  $T_{m2}$ ,  $T_{m3}...$ ). Из числа расчётных тел выбирается наиболее нагретое, его температура  $T_{mi}$  участвует в блоке сравнения -  $T_{ДВ}^H$ ,  $T_{ДВТЕК}^H$ ,  $T_{mi}$ .

Полученные разностные сигналы по контролируемым и измеряемым величинам поступают в блок «Алгоритм диагностирования» (АЛДН), где в зависимости от величины разностного сигнала происходит выбор одного из трёх уровней диагностирования.

В случае выбора первого уровня включаются защитные функции электромеханической системы – система автоматически отключается. При втором уровне возможны два варианта работы электромеханической системы – нормальное расчётное функционирование или функционирование с ограничением по длительности. Третий уровень предполагает аварийное отключение (предварительно подается звуковой сигнал машинисту, оператору ККА).

## ВЫВОДЫ

1. Анализ сведений о внезапных отказах винтовых компрессоров, их конструктивных особенностях и научно-технической информации по теме исследования показали актуальность темы и позволил выявить основные виды износа механической части винтовых компрессоров по тепловым и вибрационным параметрам.
2. Диагностические матрицы и сценарии развития повреждений компрессорно-конденсаторных агрегатов с учетом внешних и внутренних факторов воздействий позволяют провести анализ развития повреждения компрессорно-конденсаторной системы.
3. Логико-вероятностная модель влияния изменения технического состояния основных узлов компрессорно-конденсаторного агрегата на работу системы в целом с применением Былевых выражений, способствует математическому обоснованию зависимости влияния технического состояния отдельных узлов на техническое состояние компрессорно-конденсаторной системы в целом.
4. Статистический анализ отказов механической части винтовых компрессоров с выборкой глубиной в 4 года, позволил определить общую долю отказов винтовой пары и подшипникового узла, которая составляет 7,67-11,67% и 6,48-10,48% что также подтверждает актуальность решения вопросов о повышении надежности и безотказности компрессорно-конденсаторных агрегатов.
5. Впервые проведенные экспериментальные исследования влияния масляной ванны, в которую погружен подшипник качения герметичного вертикального винтового компрессора, позволили определить, что вибрационный сигнал от источника вибрации затухает на 89,3-97,8%. Игнорирование данного явления

приводит к несвоевременному обнаружению дефекта и внезапному отказу системы.

6. В результате проведенных экспериментальных исследований по влиянию возможных факторов на СКЗ затухания вибрационного сигнала установлено, что для уменьшения погрешности при проведении технической диагностики необходимо иметь информацию не только о частотном диапазоне работы диагностируемого подшипника качения и температуре масла, но и о расстоянии от подшипника к корпусу, которое в наибольшей степени оказывает влияние на затухание СКЗ виброускорения.

7. Впервые установлена статистическая зависимость влияния температуры масла, частотного диапазона и расстояния, пройденного вибрационным сигналом, на СКЗ виброускорение в точке установки пьезоэлектрического вибропреобразователя, что обеспечивает точную информацию о техническом состоянии механической части герметичного вертикального винтового компрессора.

8. Разработана структурно-логическая схема диагностики компрессорно-конденсаторного агрегата по вибрационным, тепловым и токовым параметрам с указанием мест установки контрольно-измерительных приборов. Благодаря данной схеме происходит контроль за техническим состоянием диагностируемого компрессорно-конденсаторным агрегатом и сравнительный анализ в блоке сравнения с допустимыми значениями температуры, виброускорения и силы тока.

9. Особенности проведения и структурно-логическая схема диагностики компрессорно-конденсаторного агрегата с применением герметичного вертикального винтового компрессора внедрены на предприятии пищевого производства ООО «Донецкий комбинат замороженных продуктов» и в системе кондиционирования и вентиляции воздуха ТРЦ «Континент».

10. Результаты исследований, представленные в диссертационной работе, используются в учебном процессе при изложении дисциплины «Надежность технологического оборудования» для обучающихся по направлениям подготовки 13.03.03 и 13.04.03 Энергетическое машиностроение, а также 15.03.02 и 15.04.02 Технологические машины и оборудование.

## **СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

### **- публикации в рецензируемых научных изданиях:**

1. Пундик, М.А., Карнаух, В.В., Сидоров, В.А., Области применения и методы диагностики винтовых компрессоров в пищевой промышленности [Текст] / М.А. Пундик, В.В. Карнаух, В.А. Сидоров // Оборудование и технологии пищевых производств. – Донецк: ГО ВПО «ДонНУЭТ», 2017. -№3(36). с. 59-66.

2. Бирюков, А.Н., Пундик, М.А., Статистический анализ отказов в работе холодильных приборов и их прогнозирование [Текст] / А.Н. Бирюков, М.А. Пундик // Оборудование и технологии пищевых производств. – Донецк: ГО ВПО «ДонНУЭТ», 2017. -№3(36). с. 43-51.

3. Пундик, М.А., Карнаух, В.В., Сидоров, В.А., О видах износа механической части винтового компрессора [Текст] / М.А. Пундик, В.В. Карнаух,

В.А. Сидоров // Вестник Академии гражданской защиты. – Донецк: ГОУ ВПО «Академия гражданской защиты» МЧС ДНР, 2018. – №1(13). с. 6-11.

4. Сидоров В.А., Пундик, М.А., Карнаух, В.В., Кулешов, Д.К., Обзор методов диагностирования винтовых компрессоров [Текст] / В.А. Сидоров, М.А. Пундик, В.В. Карнаух, Д.К. Кулешов // Вестник Международной академии холода. – Санкт-Петербург – Москва, 2019. - №3. с. 29-37.

5. Кулешов, Д.К., Бирюков, А.Н., Пундик, М.А., Обоснование и совершенствование мер по повышению уровня взрывопожаробезопасности бытовых холодильных приборов [Текст] / Д.К. Кулешов, А.Н. Бирюков, М.А. Пундик // Холодильная техника. – Москва, 2019. №8. с. 34-39.

6. Пундик, М.А., Карнаух, В.В., Сидоров, В.А., Кулешов, Д.К., Результаты технической диагностики насосной системы TP50-230/4 [Текст] / М.А. Пундик, В.В. Карнаух, В.А. Сидоров, Д.К. Кулешов // Холодильная техника. – Москва, 2019. №9. с. 32-35.

7. Пундик М.А., Методологическое структурирование контроля технического состояния компрессорно-конденсаторного агрегата [Текст] / М.А. Пундик // Оборудование и технологии пищевых производств. – Донецк: ГО ВПО «ДонНУЭТ», 2021. -№13(46). с. 63-70.

**- публикации по материалам конференций:**

8. Ржесик, К. А. Прогнозирование поломок холодильных приборов используемых в пищевой отрасли [Текст] / К. А. Ржесик, А. Н. Бирюков, М. А. Пундик // Актуальные вопросы современных научных исследований: тр. V Междунар. науч.-практ. конф., г. Керчь. – Керчь, 2021. – С. 509-521.

9. Karnaukh, V. V. An application of CO<sub>2</sub> as a refrigerant for medium temperature heat pumps [Текст] / V. V. Karnaukh, S. S. Nakan, M. A. Pundik // Инновационные направления интеграция науки, образования и производства : сб. тезисов докл. участников II Междунар. науч.-практ. конф., 19-23 мая 2021 г., г. Керчь. – Керчь, 2021. – С. 82-85.

## АННОТАЦИЯ

**Пундик М.А. Повышение надежности винтовых компрессоров охлаждающих установок пищевой промышленности. – Рукопись.**

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.18.12 – Процессы и аппараты пищевых производств.

ГО ВПО «Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского» Министерства образования и науки ДНР, Донецк, 2021.

Диссертационная работа посвящена актуальным вопросам – повышения надежности и безотказности герметичных вертикальных винтовых компрессоров в составе компрессорно-конденсаторных агрегатов.

В первом разделе рассмотрена область применения винтовых компрессоров на предприятиях пищевой промышленности, рассмотрены их виды отказов и повреждения механической части, а также рассмотрены методы для проведения технической диагностики.

Во втором разделе приведена структурная схема надежности компрессорно-конденсаторного агрегата, на основе разработанных таблиц неисправностей.

Представлен расчет вероятности безотказной работы системы в целом от комплексного показателя технического состояния основных узлов. Проведен статистический анализ отказов основных узлов компрессорно-конденсаторного агрегата.

В третьем разделе представлен анализ разработанного экспериментального стенда, для определения вибрационных характеристик, проходящих через масляный слой.

В четвертом разделе приведены результаты исследований по определению технического состояния рассматриваемого вертикального герметичного винтового компресса, в системе компрессорно-конденсаторного агрегата. Экспериментально определена степень затухания вибрационного сигнала, проходящего через масляный слой.

В пятом разделе представлена структурная структурно-логическая схема диагностики компрессорно-конденсаторного агрегата для повышения надежности и безотказности винтового компрессора.

**Ключевые слова:** техническая диагностика, надежность, безотказность, винтовой компрессор, компрессорно-конденсаторный агрегат.

#### ANNOTATION

**Pundik M.A. Improving the reliability of screw compressors in refrigeration plants for the food industry. – The manuscript.**

Thesis for the degree of candidate of technical sciences in specialty 05.18.12 - Processes and apparatus of food production.

"Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky" of the Ministry of Education and Science of the DPR, Donetsk, 2021.

The dissertation work is devoted to topical issues - increasing the reliability and reliability of hermetic vertical screw compressors as part of condensing units.

In the first section, the scope of application of screw compressors at food industry enterprises is considered, their types of failures and damage to the mechanical part are considered, and methods for conducting technical diagnostics are considered.

The second section contains a structural diagram of the reliability of the condensing unit, based on the developed fault tables. The calculation of the probability of failure-free operation of the system as a whole from the complex indicator of the technical condition of the main units is presented. The statistical analysis of failures of the main components of the condensing unit is carried out.

In the third section, an analysis of the developed experimental stand is presented to determine the vibration characteristics passing through the oil layer.

The fourth section presents the results of studies to determine the technical state of the considered vertical hermetic screw compress, in the system of the condensing unit. The degree of attenuation of the vibration signal passing through the oil layer has been experimentally determined.

The fifth section presents the structural structural and logical diagram of the compressor-condensing unit diagnostics to improve the reliability and reliability of the screw compressor.

**Key words:** technical diagnostics, reliability, reliability, screw compressor, condensing unit.

Подписано в печать 5.09.2022. Формат 60x84x1/16. Усл. печ. л. 2,0. Печать лазерная. Заказ № \_\_\_\_\_. Тираж 100 экз. Отпечатано в ООО «Цифровая типография» на цифровых издательских комплексах Rank Xerox DocuTech 135 и DocuColor 2060. 83003, г. Донецк, ул. Артема, 181, тел. (062) 348-01-79, <http://cifra.donetsk.ua>