

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
НЕКОММЕРЧЕСКОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
“АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ
имени ГУМАРБЕКА ДАУЖЕЕВА”

Кафедра "Тепловые энергетические установки"

“ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ”

Зав.кафедрой к.т.н., профессор Кибарин Андрей Анатольевич

(ученая степень, звание, ФИО)

_____ “ _____ “ _____ 2020 г.

(подпись)

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: Совершенствование методов диагностики
паровых и газовых турбин

Специальность: 5В071700 Теплоэнергетика

Выполнил: Ажикенов Серик Сатимович Группа ТЭв 18-2

Научный руководитель: к.т.н., профессор, Кибарин Андрей Анатольевич

(ученая степень, звание, ФИО)

Рецензент: Заместитель директора управления по обеспечению АО “АлЭС” Ергарин М.М

(ученая степень, звание, ФИО)

_____ “ _____ “ _____ 2020 г.

(подпись)

Консультанты:

По экономической части:

ст. преподаватель, Абильдина А. Ш

(ученая степень, звание, ФИО)

_____ “ _____ “ _____ 2020 г.

(подпись)

По безопасности жизнедеятельности:

Бекмуратова Н. С

(ученая степень, звание, ФИО)

_____ “ _____ “ _____ 2020 г.

(подпись)

Нормоконтроль: Олжабаева К. С

(ученая степень, звание, ФИО)

_____ “ _____ “ _____ 2020 г.

(подпись)

АЛМАТЫ 2020

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
НЕКОММЕРЧЕСКОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
“АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ”

Институт: Теплоэнергетики и теплотехники

Специальность: 5В071700 Теплоэнергетика

Кафедра: "Тепловые энергетические установки"

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломной работы

Студент: Ажикенов Серик Сатимович
(фамилия, имя, отчество)

Тема работы: Совершенствование методов диагностики паровых и газовых турбин

утверждена приказом ректора № ____ от “ ____ ” _____ 2020 г.

Сроки сдачи законченной работы: “ ____ ” _____ 2020 г.

Исходные данные, требуемые параметры результатов и исходные данные:

1, Мониторинг и исследование вибрационных показаний турбоагрегата типа Т-110/120 – 130 Алматинской ТЭЦ-2

2, Перечень загрязняющих веществ, выбрасываемых тепловыми электрическими станциями

3, Характеристика основных загрязнителей атмосферного воздуха

4, Среднемесячные температуры воздуха, относительная влажность и испарение

5, Повторяемость и скорость ветра по направлениям

6, Ставки платы за выбросы загрязняющих веществ от стационарных источников

Перечень вопросов, подлежащих разработке в дипломной работе или краткое содержание:

1, Представлены результаты исследований и разработок, направленных на решение комплексной проблемы повышения вибрационной надежности турбин, методов и рекомендаций по вопросам балансировки гибких роторов во всем диапазоне частот.

2, Влияние тепловых электрических станций с окружающей средой представлено в разделе БЖД

3, Определение затрат на природоохранную деятельность предприятия представлено в экономической части

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

1. Схема взаимодействия ТЭС с атмосферой

2. Балансировочная карта

Рекомендуемая основная литература

1. Шульженко Н.Г. Задачи термпрочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований): монография / Н.Г. Шульженко

2. Урьев Е.В., - Мурманский Б.Е. Диагностика состояния лопаточного аппарата паровых турбин //Тезисы докладов международной научно- технической конференции "Совершенствование энергетических и транспортных турбоустановок методами математического моделирования, вычислительного и физического экспериментов" Харьков, 1994, Ч.3.

3. Система вибродиагностики турбоагрегатов Т– 110/120 - /Урьев Е.В., Мурманский Б.Е., Нураков В.Б., Колядин В.П. // Контроль и диагностика процессов и оборудования энергоблоков с

быстрыми натриевыми реакторами: Сб. научн. тр. Екатеринбург: 9р0 РÖН, 1994.

4. Урьев Е.В., Мурманский Б.Е. Разработка базы знаний экспертной системы вибродиагностики турбоагрегатов //Труды первой научно-технической конференции Регионального Уральского отделения академии инженерных наук РФ "Наука и инженерное творчество XXI века". Екатеринбург. 1995

5. Надежность работы турбоустановок ТЭС "Свердловэнерго" /Мурманский Б.Е., Мительман У.М., Бухман Т.Д., Зайцев В.А., Грин-Фельд Р.Н., Бродов S.S. //Труды первой научно-технической конференции Регионального Уральского отделения Академии инженерных наук РФ "Наука и инженерное творчество XXI века". Екатеринбург. 1995

6. Урьев Е.В., Мурманский Б.Е., Бродов И.М. Концепция системы вибрационной диагностики паровой турбины //Теплоэнергетика. 1995. N4

7. Рыжкин В. Я. — Тепловые электрические станции, 1987 г.

8. Дукенбаев К. – Энергетика Казахстана. Технический аспект, - Алматы, 2001 г.

9. Санитарно-эпидемиологические требования к атмосферному воздуху (Постановление Правительства Республики Казахстан от 25 января 2012 года № 168).

10. СНиП РК 2.04-01-2001. Строительная климатология

Консультанты по работе с указанием относящихся к ним разделов

Раздел	Консультант	Сроки	Подпись

Аннотация

В дипломной работе представлены результаты исследований и разработок, направленных на решение комплексной проблемы повышения вибрационной надежности турбин. В дипломной работе представлены разработка методов и рекомендаций по вопросам балансировки гибких роторов во всем диапазоне частот.

Любое промышленное оборудование имеет в своем составе вращающиеся детали, а там где есть вращающиеся детали, есть и поражаемые ими механические колебания - «вибрации». Вибрация, неизбежный спутник роторных агрегатов. Именно она поражает шум, воздействует на фундамент и подшипники, вызывает износ деталей, рассеивает энергию машин, понижает их полезную мощность и вызывает аварию.

Но, та же самая вибрация - ценный источник информации о состоянии работающей машины.

Получение и анализ этой информации и является основой вибродиагностики.

Андатпа

Кез келген өнеркәсіптік жабдық құрамында айналмалы бөлшектер кездеседі. Ал айналмалы бөлшектер әрине олардың механикалық тербелісін тудырады – «Вибрация».

Вибрация – роторлық жабдықтардың сөзсіз серігі. Дегенмен, осы діріл «вибрация» шу шығарады, жабдықтардың негізіне және мойынтіректеріне әсер етеді, бөлшектердің тозуына әсер етеді, жабдықтардың энергиясы мен қуатын азайтып, төтенше жағдайға алып келеді.

Бірақ, сол дірілді - жабдықтардың қандай күйде екендігін көрсететін ақпараттың құнды көзі. Бұл ақпаратты жинау және талдау, осы дірілді диагностикалау амалы болып табылады.

Annotation

The results of the research-and-developments sent to the decision of complex problem of increase of oscillation reliability of turbines are presented in dissertation work. In dissertation presented development of methods and recommendations on questions of balancing of flexible rotors in all range of frequencies.

Every industrial equipment has a rotating parts. And there, where there is a rotating parts, has a mechanical vibration. Vibration is inevitable satellite rotary units. It is vibration generates noise, affects the foundation and bearings, causes wear, dissipates the energy of the machines, lowers their useful power and leads to the accident. Vibration is valuable source of information about state of working machines. The basis of vibration diagnostics is obtaining and analysis of this information

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
1 Вибродиагностика.....	8
1.1 Обратная составляющая. Определение места и вида дефекта.....	8
1.2 Локализация и характер дефекта.....	8
1.3 Определение причин вибрации.	8
1.3.1 Дисбаланс	8
1.3.2 Дефекты муфты	13
1.3.3 Низкочастотная составляющая вибрации	14
1.3.4 Тактика балансировки.....	17
1.3.5 Балансировочные расчеты.	17
1.3.6 Оптимальная тактика балансировки.	18
1.4 Известны динамические коэффициенты влияния	19
1.4.1 Дополнительные плоскости, перенос грузов.....	20
1.4.2 Неуравновешенность роторов	24
1.4.3 Неравножесткость роторов.....	26
1.4.4 Внутреннее трение роторов.....	26
1.4.5 Дефекты и силовые реакции подшипников.....	27
1.4.6 Силовые реакции бесконтактных уплотнений	29
1.5 Совершенствование методов расчета	34
1.6 Моделирование двухфазного течения в зазоре уплотнения и критического истечения из него.....	35
1.6.1 Учет влияния на динамику ротора	36
1.6.2 Исследование динамики ротора	37
1.6.3 Разработка конструкций и моделирование работы бесконтактных уплотнений	36
1.7 Газо-жидкостные потоки.....	36
2 Диагностические признаки и виды дефектов промышленного оборудования.....	37
2.1 Диагностические признаки дисбаланса Диагностические признаки:	38
2.1.1 Диагностические признаки расцентровки (несоосности) Диагностические признаки:.....	39
2.1.2 Диагностические признаки механических ослаблений:	39
2.1.3 Диагностические признаки дефектов подшипников скольжения Проблема увеличенных зазоров (без масляного вихря).....	392.1.4
2.2 Высокочастотная составляющая вибрации	44
2.2.1 Сложный спектр вибрации	45
2.2.2 Определение причин вибрации.	45
2.2.3 Дисбаланс	46
2.2.4 Прогиб ротора	46
2.2.5 Тепловой прогиб ротора генератора	47
2.2.6 Трещина в роторе	47
2.2.7 Тепловой прогиб в опорных шейках.....	47

2.2.8 Технологический (ремонтный) прогиб	45
2.2.9 Дефекты муфты	45
2.2.10 Технологические (ремонтные) дефекты	45
2.3 Составляющая двойной оборотной частоты	45
2.3.1 Двоякая жесткость ротора	46
2.3.2 Эллипсность шеек	46
2.3.3 Электромагнитные силы	46
2.3.4 Коленчатость муфты	47
2.3.5 Резонанс системы ротор-опоры второго рода	47
2.3.6 Трещина в роторе	47
3 Мониторинг и исследование вибрационных показаний турбоагрегата типа Т-110/120 – 130 Алматинской ТЭЦ-2	48
3.1 Совершенствование методов балансировки используя ДКВ для турбины Т-110/120-130 ст.№5 Алматинской ТЭЦ-2	55
Вывод	57
Безопасность жизнедеятельности	58
Влияние тепловых электрических станций с окружающей средой	58
4. Расчет выбросов загрязняющих веществ на атмосферный воздух 71	
4.1.Методика расчета выбросов загрязняющих веществ от	71
4.2. Расчет выбросов загрязняющих веществ в атмосферу тепловой электрической станции	74
Выбросы при сжигании угля.	76
Выбросы при сжигании мазута.	77
Выбросы при сжигании газа.	78
4.3. Расчет приземных концентраций загрязняющих веществ.....	79
4.4. Обоснование санитарно-защитной зоны предприятия	83
4.5. Мероприятия по уменьшению выбросов в атмосферу.....	84
5.1. Расчет уровня производственного шума.....	87
Экономическая часть	92
6.1. Определение затрат на природоохранную деятельность предприятия	
6.2.Определение платы за эмиссии в окружающую среду	95
6.3. Расчет платежей за эмиссии в атмосферу от котельного оборудования.....	98
Перечень сокращений и обозначений.....	100
Заключение.....	101
Список сокращений	103
Список литературы	104

Введение

Методы современной диагностики осуществляют постоянный мониторинг и дают объективную оценку технического состояния оборудования, корректно и аргументированно определяют сроки и объемы ремонта, минимизируют затраты и наконец предотвращают аварии. Диагностика - дает реальную картину состояния оборудования и показывает пути максимально эффективного и рационального решения задачи приведения производства в соответствии с существующими стандартами.

Современная диагностика в реальном времени следит за изменениями показателей вибрации и тепломеханических величин турбоагрегатов и накапливает и анализирует данные для диагностики развития неисправностей и дефектов. Проще говоря, современная диагностика позволяет «видеть турбину изнутри».

Методы вибродиагностики широко применяются и получили признание во всем мире. Их популярность определяется возможностью перехода на более безопасный и экономичный режим эксплуатации электростанции. Внедрение систем вибродиагностики на электростанциях позволяет избежать аварии и переходить от дорогостоящего ремонта турбоагрегата по регламенту, к ремонту на основании полученных данных о развитии неисправности в конкретном узле.

Уравновешивание валопровода турбоагрегата в условиях электростанции является одной из дорогостоящих технологических ремонтных операций, сопровождающейся простоем турбоагрегата от нескольких часов до нескольких суток. Как показала практика, использование «динамических коэффициентов влияния» полученных на опыте аналогичных балансировок типовых турбоагрегатов, позволяет сократить время простоя.

Наиболее важным критерием надежности эксплуатации турбоагрегатов является уровень их вибрации. Общеизвестно, что повышенная вибрация приводит к преждевременному износу и повреждениям отдельных элементов турбоагрегата, а в некоторых случаях - даже к серьёзным авариям. Все это увеличивает продолжительность капитальных ремонтов и численность ремонтного персонала, сокращает межремонтные периоды эксплуатации.

Одним из основных мероприятий, обеспечивающих высокую вибрационную надежность, является качественная балансировка роторов на турбостроительном предприятии. Введенная в начале 70-х годов в эксплуатацию на всех крупных турбостроительных заводах балансировочная техника позволила сделать, с технологической точки зрения, очень крупный шаг к повышению качества турбин, т. к. появилась возможность выполнять балансировку отдельных роторов, а в ряде случаев и частей валопровода, на рабочих частотах вращения.

Постоянное стремление к снижению размеров и веса, приходящихся на единицу мощности в современных турбоагрегатах, привело к тому, что рабочая частота вращения роторов современных машин превышает не только

первую, но и вторую критические частоты вращения. Для таких роторов эффективность существующих методик балансировки резко снижается.

Растущая по мере увеличения мощностей сложность конструкций и, следовательно, сложность балансировок, иногда длительные простои при подобных технологических операциях - вот те причины, которые требуют не только сведения к минимуму, но и полного исключения выполнения ряда пробных пусков при балансировках.

В связи с вышеизложенным сохраняет свою актуальность задача о дальнейшем совершенствовании методик многоплоскостной балансировки гибких роторов и повышения их эффективности.

Вращения в условиях разгонно-балансируемых стенов (РБС), а также балансировки роторов в собственных опорах в условиях электростанций.

Цель работы заключается в разработке более совершенных методик балансировки как отдельных гибких роторов на РБС, так и валопроводов в собственных опорах, что позволит повысить качество балансировки широкой номенклатуры роторов и агрегатов в целом.

Научная новизна дипломной работы

Впервые на основе моделирования симметричного ротора с распределенной массой подробно изучены амплитудно-фазочастотные характеристики (АФЧХ) реакций опор при различных видах неуравновешенности и выявлены принципиальные их отличия от АФЧХ прогиба ротора; показано, что при определении реакций опор, вызываемых дискретными дисбалансами, особенно расположенными вблизи опор, путем разложения исходного дисбаланса в ряд по собственным формам изгиба необходимо учитывать гармоники высокого порядка, но даже в этом случае, как правило, не удастся рассчитать реакции опор с достаточной точностью; предложена методика, позволяющая снизить порядок разложения распределенной вдоль ротора неуравновешенности в ряд по собственным формам колебаний, путем разделения неуравновешенности на составляющие по формам, определяющим изгибные деформации вала в рабочем диапазоне частот вращения, и жесткую составляющую, приводимую к опорам и заменяющую все высшие формы неуравновешенности, не вызывающие существенных деформаций ротора в том же диапазоне частот вращения; показано, что при двухплоскостной балансировке роторов на критических частотах или вблизи них с использованием плоскостей коррекции, расположенных в непосредственной близости от опор с последующим переносом грузов ближе к центру ротора (метод часто используемый, например, при балансировке роторов генераторов), необходимо учитывать фазовую поправку к углу установки грузов; по результатам расчетно-экспериментального исследования показано, что в общем случае изменение направления вращения сбалансированного ротора приводит к его разбалансировке; предложена и обоснована уточненная методика балансировки

роторов турбин во всем диапазоне частот вращения, обеспечивающая оптимизацию процесса балансировки, выбора мест расположения плоскостей коррекции, распределения балансировочных грузов; предложены новые критерии оптимизации балансировочного процесса, позволяющие минимизировать не только остаточные вибрации опор, но и массы корректирующих грузов; предложена методика обобщения динамических коэффициентов влияния (ДКВ), позволяющая получить более обоснованные значения ДКВ для роторов или агрегатов одного типоразмера и, как результат этого, снизить количество пробных пусков при балансировках.

Достоверность и обоснованность результатов работы определяется:

- большим количеством экспериментальных данных;
- воспроизводимостью опытных данных;
- использованием стандартной регистрирующей и анализирующей аппаратуры, имеющей сертификаты метрологической поверки;
- хорошей согласованностью экспериментальных данных с результатами расчетов и с отдельными данными других авторов.

Практическая ценность работы заключается в том, что исследования, предложенные технологические решения, уточненные методики балансировки роторов турбин частично реализованы и могут быть использованы при решении научно-технических проблем комплексного повышения вибрационной надежности паровых и газовых турбин.

Актуальность исследований

Разработка и внедрение технических средств получения информации о вибрационном состоянии агрегатов ТЭС и ТЭЦ, а также технологии диагностирования причин повышенной вибрации с использованием достижений компьютерных технологий является важной задачей, актуальность которой возрастает для агрегатов, отработавших парковый ресурс. В настоящее время для обеспечения повышения безопасной эксплуатации энергоблоков необходим комплексный подход, связанный с решением следующих задач:

- непрерывный контроль и оценка вибрационного, механического и теплового состояния турбоагрегата и вспомогательного оборудования энергоблока;
- выявление развития виброопасных дефектов турбоагрегата путем контроля изменений вибрационных параметров роторов и опор турбоагрегата;
- реализация защит и сигнализации турбоагрегата по повышению виброскорости корпусов подшипников и осевому смещению ротора в соответствии с действующими нормативными документами;
- оценка термонапряженного состояния и срабатывания ресурса высокотемпературных роторов;

1 Вибродиагностика

Диагностика проводится на состоянии вибрации или изменения вибрации.

Из него выходит алгоритм анализа диагностики. Алгоритм диагностики предполагает следующие действия:

- это определение изменений параметров вибрации;
- это выбор квалифицирующий части спектра вибрации (циркуляционной высокочастотной, низкая частота);

1.1 Обратная составляющая. Определение места и вида дефекта

Циркулирующие компоненты являются существенными в спектре вибраций. При наличии дефектов контакта на подшипнике, дефект фундамента в зоне большинстве показаний вибрации они наиболее являются достоверной причиной изменения вибрации.

1.2 Локализация и характер дефекта

Дефект скорее всего находится на роторах, опирающихся на опоры NN X-1, X, X+1, где X-опора с наибольшим уровнем обратной вибрации.

Проверьте в присутствии дисбаланса на роторах: при появлении дисбаланса на сломанной ротора заметно больше, чем на других изменений на первой скорости сваливания. Если дисбаланс есть изгиб ротора, что есть более чем на рабочей скорости свидетельство вибрации на первой скорости сваливания. В противном случае дисбаланс связан с дефектами лопатка транспортного средства (лопаток, нарукавники, проволока) или сдачи на хранение солей, главным образом, на стадии находясь ближе к краю.

При появлении нарушения на течение полумуфт заметных изменений вибрации растет на близлежащих с полумуфт опор больше на рабочей скорости, что на критической частоте.

1.3 Определение причин вибрации.

Дисбаланс, изгиб ротора, нарушение полумуфт понимаем ниже.

Разобрать все варианты, которые на этом анализе не могут быть устранены. Но есть и другие дефекты.

1.3.1 Дисбаланс

а) Отложение солей или эрозия лопаток

Признаки:

Вибрации изменяется медленно: в течение нескольких месяцев. Если небаланс на РНД, то, вероятно, эрозия лопаток или неровным депозит солей. б) Повреждение лопаточного аппарата

Признаки:

Вибрации быстро меняется несколько скачет на рассматриваемого периода. На амплитуды дефекта будет определять повреждения лопаток: при малой амплитуде дефекты проволоки и влага соединений наиболее достоверными, при больших лопаток.

в) Ослабление посадки дисков Признаки:

Дисбаланс изменения при загрузке. Чаще наблюдается на новых роторах после замены или трансплантации дисков. Это только в местах посадки насадных дисков.

г) Технологический (ремонтный) дисбаланс Признаки:

Показывает после ремонта роторов: на генераторе при ремонте браслеты, на турбины после перелопачивания или замены дисков (диск).

После замены ротора изменения вибрации неизбежные. а) Остаточный прогиб ротора

Признаки:

Вибрация практическая не зависит от режима, не изменяется во времени.

б) Тепловой прогиб ротора турбины

Признаки:

Низкая высота вибрации, насколько повышение температуры ротора или во времени на загрузку. Есть на роторах турбин, в основном на РВД и РСД. Основные причины:

Когда имеются тепловые зазоры осевые не между насадными деталями. Если зазоры отсутствуют в варочных панелей состоянию на конец укупорки сжатий, то причина в том, с изменением температуры пара, которая дается на сжатий.

Наличие нефти, по всей открытию ротора, иногда высота вибрации происходит непрерывно во времени в очень больших значений. Предусмотрено рассмотрении внутреннего отверстия ротора.

Протечки пара в роторе. Обычно наблюдается на роторы до подготовленных для реализации специальной испытаний. Это проверка близости от внутреннего отверстия ротора.

Тепловая неустойчивость ротора из-за расположения дефектов поковки. Причина встречается крайне редко, так как поковки роторов турбин отбраковываются на этот дефект на растения.

в) Тепловой прогиб ротора генератора Признаки:

В анализируемой изменения вибрации растут с увеличением электрической нагрузки, локализованного на опорах ротора генератора.

Основные причины:

Неравномерное охлаждение ротора, заметно роторов с непосредственным охлаждением ротора. Возникает из-за неравномерности диаметров каналов охлаждения. Оговаривается при нестационарной режиме охлаждения.

Витковые короткое замыкание находится в обмотке ротора. Определение: устранить охлаждения неровности, выполните эксперименты с включением и отключением от АГП, холостого хода и короткого замыкания, удаление сопротивления от КПП, специальные эксперименты по выведены ротора для определения витковых коротких замыканий.

Витковые замыкания в обмотке ротора. Определение: исключить неравномерность охлаждения, выполнить опыты с включением и отключением АГП, холостого хода и короткого замыкания, снятие импеданса на выбеге, специальные опыты на выведенном роторе для определения витковых замыканий.

г) Трещина в роторе

Признаки:

Очень быстрый рост амплитуды вибрации во времени, изменение вибрации двойного циркуляционного частоты, очень заметно по описанию скорости (АФЧХ).

д) Тепловой прогиб в опорных шейках

Признаки:

Изменения вибрации во времени, прибывает в достаточно высоких показаниях, от загрузки, как правило, не зависит и показывает на один к движению. Получает хуже перегрузки вкладыша, например, из-за, в связи с этим иногда можно изменить с загрузкой от изменений соосности.

Причины:

Возникает в наличии неравномерного отбора тепла при трении в опорах. При запуске турбины без генератора исследование тепломеханических явлений, связанных с динамикой свободного конца ротора.

Способ удаления: увеличение жирной клинов, балансировка, при попытках запуска турбины без генератора, чтобы устранить их, в повышенной температуре вкладыша отцентровка роторов на полумуфте.

е) Технологический (ремонтный) прогиб

Признаки:

Появляется после ремонта, как правило, на роторах на которых были проведены работы по перенасадке деталей или коррекции. Связанных в основном с заклинивания на посадочных мест при охлаждении насаживаемых нагорячо деталей. В основном исчезает или значительно уменьшается после ускорения ротора.

1.3.2 Дефекты муфты

а) Возникают в процессе эксплуатации. Признаки:

Всплывающие, в основном после поворота удара, например, в другом закупориванию турбоагрегата в сеть, а также при максимальной нагрузке из-за изменения положения одного из полумуфт, например, из-за некондиционной регулировки на месте посадки. После этого вибрации, как правило, остается неизменным и при загрузке не зависит. Наконец определяется путем измерения центрации маятник.

б) Технологические (ремонтные) дефекты Признаки:

Обычно на муфтах, которые при ремонте подвергались разборке, возникают из-за плохого качества фланца и призонных болтов.

При ремонте полумуфт с удалением и посадки одного из полумуфт, также на спаривание с муфтой или перерайберовании открытия дефекты оказываются из-за брака и несоблюдение технологии контроля подключения полумуфт.

1.3.3 Низкочастотная составляющая вибрации

Диагностика на низкочастотной составляющей вибрации (НЧВ) является базовой информации об особенностях поведения некоторых агрегатов, локализации низкочастотной вибрации и ее частоты. В связи с спецификой НЧВ из диагноста всегда производится на заданном уровне вибрации, а не на изменения.

При больших турбоагрегатов вибрации на опорах РВД, как правило, связано с недостаточной подачи стабильности, что в небольших отклонений разрывов в ходовой части от оптимального вызывает появление НЧВ. Частота вирации 25 герц здесь обычный.

На опорах генератора чаще встречается вибрации с частотой собственных колебаний ротора и связана с потерей устойчивости вращения на жирной слоя подшипника заноса. Положительные результаты приведены здесь путем увеличения зазоров в подшипнике, прежде всего поперечная.

В связи с расцентровками и, соответственно, выгрузки опор, НЧВ могут возникнуть на подшипнике других роторов. Если для рассматриваемого класса агрегатов НЧВ характерно, то, как правило персонал хорошо информированы и о причинах НЧВ, и о методах борьбы с ней.

Для НЧВ на сервомеханизмах из-за разнообразия их конструкций и недостаточно изучены все возможные причины должны быть приняты во внимание.

Особый тип НЧВ связано с затрагивая совокупность механизмов вспомогательного оборудования. Таким образом, частота колебаний совпадает с частотой вращения механизма. На этот счет было НЧВ на опорах линий турбины с амплитудой 25 мкм.

Характерно следующее:

- Частота вибрации не кратна частоте вращения из-за заноса на асинхронных двигателях;

- Интенсивность НЧВ можно изменить с периодом в несколько минут, если он одновременно включает два или более механизмов, он также связан с неровно вращения механизмов и периодическим изменением относительных фаз их циркулирующего вибрации.

а) Вибрация на подшипнике РВД или РСД турбины, частота 25 герц.

Признаки:

Возникает в значительной нагрузке, зависит от порядка открытия клапанов, часто исчезает при открытых клапанах и покрыты главного паропровода болт (ГПЗ).

Причины:

Пробелы в ходовой части ЦВД, и, возможно, и ЦСД, не обеспечивает стабильности при полной нагрузке, порядок открытия клапанов парораспределения является неблагоприятным, расцентровка роторов на полумуфтах, скучно опорной подшипника, для подвижный халява износ рабочих поверхностей, отсутствие смазки.

Наладка:

При ремонте, чтобы обеспечить пробелов и центрирование на сжатий в соответствии с требованиями растений: Радиальные зазоры для наручей компрессии не должен быть меньше, чем, и осевое не должно быть больше, чем формуляр. Роторы ВД и СД не должен стоять значительно ниже, чем осей блокированием концов сжатий. Чтобы проверить и при необходимости заменить или отремонтировать подвижной муфтой. Чтобы проверить и при необходимости правильно центрация на полумуфтах о возможности принимающих во внимание работе расцентровок.

Для выполнения мероприятий по изменению порядка открытия клапанов и реконструкции парораспределения, если таковые предусмотрены завода не выполняется. Чтобы проверить и исправить раздражение вкладышей, привести в соответствии с формульных пробелах в течение по вкладышам, обеспечивая максимально возможные стороны и минимально возможным на верху.

При наличии в воздушной половине вкладыша открытого зазора (охлаждение камеры), чтобы выполнить реконструкцию вкладыша на: с закрытой воздушной щели.

В качестве временной меры можно сделать усилие восстановить клапан парораспределения ЦВД, работать на полностью открытые клапаны и частично закрытой ГПЗ, перецентрировать РВД и РСД на муфт и сжатий, чтобы изменить пробелы в опорный подшипник. Перецентрировка на закрытых цилиндров должны быть выполнены с большой тщательностью, квалифицированной рабочей силы контроля и поскольку другие события оказались безуспешными.

б) Вибрация на другой подшипника Признаки:

Частота вибрации равна первой собственной частоте ротора, иногда 25 герцах.

Причины:

Устойчивость вращения ротора недостаточна на жирной слоя, расцентровка на муфт, на подвижной муфты являются дефекты муфты.

Для частоты точно $1/2$ или $1/3$ от оборотной может быть субгармонична резонанс, если циркулирующих вибрации на опорах ротора синфазны.

Регулировка:

Для выполнения мероприятий по бурению вкладышей, центрирование, на подвижной муфте также о пересмотре и ремонта муфты.

При подозрении на субгармонического резонанса балансировка ротора симметричных нагрузок.

в) НЧВ, на который указывает сервомеханизмам

Признаки: вибрации не зависит от режима и температуры смазки, частота колебаний совпадает с частотой вращения.

Наладка:

При ремонте, чтобы обеспечить пробелов и центрирование на сжатий в соответствии с требованиями растений: радиальные зазоры на наручей компрессии не должен быть меньше, чем, и осевое не должно быть больше формуляр. Роторы ВД и СД не должен стоять значительно ниже, чем осей блокированием концов сжатий.

В качестве временной меры можно сделать усилие восстановить клапан парораспределения ЦВД, перецентрировать РВД и РСД на муфт и сжатий, чтобы изменить пробелы в опорный подшипник.

Перецентрировка на закрытых цилиндров должны быть выполнены с большой тщательностью, у опытных

контролировать и поскольку другие события оказались безуспешными. б)

Вибрация на РГ, частота составляет около 13 герц

Причина:

Устойчивость вращения ротора генератора зависит на маслослое.

Регулировка:

Для увеличения зазоров в подшипнике NN 11 и 12 в 1,2 мм от раздражения. Если она уже выполняется, а положительный эффект не достигается, то по согласованию с завода, чтобы увеличить

им 1,4 мм аналогична.

в) Вибрация на роторов РНД, частота от 22 до 28 герц Причина:

Расцентровка и неблагоприятные перераспределение нагрузки на опоры. Неудовлетворительное состояние раздражения вкладышей.

Регулировка:

Перецентрировка на муфт вибрационного роторы с рядом, желательно с учетом операционной расцентровок, контроль шабровки вкладышей с увеличением зазоров в возможных пределах.

1.3.4 Тактика балансировки.

Тактика балансировки определяет последовательность в том числе плоскостей коррекции, выбор варианта с испытательным грузом или с расчетом нагрузок в нескольких плоскостях, определение необходимости передачи нагрузок по длине. Она определяется технологической ситуацией (по наличию плоскостей коррекции, возможное количество запуска и другие), состояние психического неустойчивости валопровода и наличии данных о ДКВ. После каждого начиная дальнейшие действия определяются.

Необходимые рекомендации содержатся в соответствующих точках. Перевод нагрузок по длине ротора сбывается с целью компенсации до-рассеянный дисбаланса, при установке грузов на регулярных торцевых плоскостей коррекции небаланса для приемлемого снижения вибрации на рабочих и критические частоты вращения. Передача нагрузки на уравнивание на станке приходит справедливо для исключения необходимости в балансировки на месте, чтобы выполнить выемки ротора для передачи нагрузок. Перевод нагрузок по длине ротора также могут иметь для объекта-релизе балансировки слоты от чрезмерного о массовых нагрузок. Работы предшествует передаче нагрузок от балансировки с использованием обычных плоскостей.

Есть несколько случаев передачи, другой характер, предшествующие балансировки работы и по целям:

- После балансировки на станке;
- В известных значений двух различных систем нагрузок в регулярных плоскостей первых от компенсирует вибрации на работающих, и второй на первых критических частот с целью компенсации действия дисбаланса на обеих частотах одной системы нагрузок;
- В известных значений системы нагрузок в регулярных плоскостях, компенсирующих вибрацию на первой критической частоты, с целью снижения вибрации и улучшения перспектив балансируя на рабочую частоту вращения;
- В известных значений системы нагрузок в регулярных плоскостях, компенсирующих вибрацию от рабочей частоты, с целью снижения вибрации на первой критической частоты вращения;

1.3.5 Балансировочные расчеты.

Расчеты на сбалансирование на месте сбываются в пакете из программного обеспечения, содержащихся в модулях из этапов "Расчет" и "КОНТРОЛЬ".

Расчет ДКВ и оптимальных нагрузок, выбор плоскостей коррекции, хранения и обработки ДКВ, компенсации различных дефектов путем установки корректирующих масс и различного рода расчетов обслуживания, реализуется в программных пакетах. На стадии "РАСЧЕТ" проводит поиск

оптимальных воздействий с учетом реальной вибрационной ситуации и всех присутствующих информации.

Балансировочные расчеты предполагают нормирование амплитуд вибрации. Поскольку при равных возмущающих силах на податливых подшипниках вибрация больше по амплитуде, чем на жестких, целесообразно ввести для нее понижающий коэффициент, после умножения на который упомянутые значения вибрации становятся соразмерными (этот же принцип заложен в критерии оптимальности, которые позволяют рассчитать наилучший вариант балансировки с учетом всего опыта накапливаемого).

С каждой точке некоторый коэффициент нормирования контактов, так что все значения вибрации были эквивалентны при оценке качества вибрации. Для большинства точек, где нормальная податливость опор имеет место, нормирование является необходимым, а коэффициенты нормирования равны единице. Для точек с высокой негибкости (по отрицательной податливости) коэффициенты больше единицы (обычно 2-3), для точек с безмерно высокой пластичности, соответственно, меньше единицы (0,2-0,5). Снижение коэффициента на этой же причине необходимо ввести и для амплитуд колебаний на критических частотах.

Для коэффициентов нормирования не требуется точность: их можно назначать достаточно произвольно с учетом упомянутых соображений.

Учет коэффициентов нормирования оптимальным образом влияет на расчетные значения уравнивающих грузов, при этом расчетные остаточные значения вибрации выдаются в реальном масштабе (без умножения на коэффициенты нормирования).

Известны надежные значения ДКВ. Определите все доступные при останове плоскости коррекции. Укажите для доступных плоскостей ДКВ и сформируйте матрицу ДКВ, введя их значения в соответствующие таблицы. Для установки на ротор используйте результат расчета с лучшим средней вибрацией, при необходимости рассмотрите и выберите для установки другой вариант из рассчитанных по 10 критериям оптимальности.

Известны примерные значения ДКВ. Повторите операции, предусмотренные пунктом "Известны надежные значения ДКВ". Укажите примерную оценку достоверности имеющихся ДКВ.

Для установки выберите вариант с одной-двумя плоскостями коррекции. Если среди автоматически выбранные варианты есть не нужно (самолеты более двух), перейти к выбору плоскости и определить приемлемый вариант. Внимательно рассмотрим расчета вибрации прогноз: наряду с снижением одного значения увеличение возможно друга, фактическое увеличение здесь может появиться больше, чем расчета. Предпочтение дает себя до варианте с одной плоскости коррекции, если используется два, потом

желательно, чтобы они были достаточно далеко, и минимальное влияние друг на друга: это позволит в следующей отправной указать значение ДКВ. Вибрация вырос после установки нагрузок.

Причины:

- Увеличение вибрации произошло в соответствии с расчетной прогноза из-за установки грузов;

- Фактические значения ДКВ существенно отличаться от использования в расчетах;

- Изменения состояния роторов произошло в обреза. Первая причина комментариев не требует.

Для определения второго и третьего причинам о возможности поднятия поставленных нагрузки: если значение вибрации вернулся в основной, а затем Вторая причина имеет место, в противном случае - третий.

На различий ДКВ из использованных при расчете правильных нагрузок на указанных значений ДКВ. At изменение состояния роторов анализировать обреза, выполненных работ и последующего запуска. Причины могут быть обусловлены либо выполненных работ или влиянием запуска.

ДКВ неизвестно, ходовые испытания.

вы впервые встретились с балансировку агрегата этого типа. ДКВ неизвестно, вы будете иметь для их решимость выполнить процедуру судебного разбирательства проходит в доступных самолетов по крайней мере, на этом участке валопровода, где повышенная вибрация локализуется. Рекомендации по реализации ходовых испытаний и балансировки содержатся в других пунктах меню. Для выбора размера и места установки пробных нагрузок необходимо использовать такие правила.

Первую плоскость для установки нагрузки выбрать, может быть, ближе к месту максимальной вибрации учетом технологических соображений по организации доступа к месту установки.

Массу и угол установки груза определите по формуле: $R_{пр} = - A/a$, где, A - это комплексное значение вибрации, является комплексной величиной ДКВ.

Используйте комплексное значение ДКВ из числа хорошо известным по совокупности, что ближе всех к регулирующую по мощности и резонансных описания регулирующую ротора. Если есть несколько различных аналогов, используйте наиболее модуля из значений ДКВ, это будет препятствовать установку сверх меры большое испытание нагрузок. Например, $A = 50 \text{ мкм}/120^\circ$, $a = 80/90^\circ$, соответственно.

$$R_{пр} = - A/a = -(50/120^\circ):(80/90^\circ) = 0.625 \text{ кг}/210^\circ.$$

Если Вы не можете подобрать аналога с известными ДКВ, то массу пробного груза определите по формуле:

$$P_{пр}[г] = 0.2 * A[мкм] * M[кг] / R[мм],$$

где, А - находится максимальный пик-пик оборотных составляющую виброперемещения вертикальной или поперечном направлении на подшипнике, ближайший к плоскости установки пробной нагрузкой, М, масса ротора на что самолет находится, R является радиус установки нагрузки.

Угол установки нагрузки будут определять по формуле: Альфа[град] = F - Φ + 90°,

где F - фаза упомянутой вибрации с амплитудой А, Φ - угол установки датчика по лимбу.

Снятие АФЧХ (описания амплитудно-фазочастотных) в свою очередь ротора необходима в основном для исключения чрезмерной вибрации при запуске неотбалансированного совокупности или во время установки пробной нагрузкой, если нет уверенности, что он не будет вызывать такой вибрации ,

Если максимальное значение вибрации (ее размер должен быть балансировка согласованные с обслуживающего персонала) достигается, то дальнейшее увеличение частоты вращения необходимо остановиться. Если вибрация вызвана начального разбаланса, то необходимо, чтобы начать балансируя на достигнутом частоты и только после снижения вибрации, чтобы продолжить увеличение частоты вращения. Если увеличение вибрации связан с неудачной установки пробной нагрузки, то эта нагрузка необходимо соответствующим образом изменить, и повторить запуск. Снятие АФЧХ (описания амплитудно-фазочастотных) в свою очередь ротора необходима в основном для исключения чрезмерной вибрации при запуске неотбалансированного совокупности или во время установки пробной нагрузкой, если нет уверенности, что он не будет вызывать такой вибрации ,

Если максимальное значение вибрации (ее размер должен быть балансировка согласованные с обслуживающего персонала) достигается, то дальнейшее увеличение частоты вращения необходимо остановиться. Если вибрация вызвана начального разбаланса, то необходимо, чтобы начать балансируя на достигнутом частоты и только после снижения вибрации, чтобы продолжить увеличение частоты вращения. Если увеличение вибрации связан с неудачной установки пробной нагрузки, то эта нагрузка необходимо соответствующим образом изменить, и повторить запуск. Для расчетов необходимо на возможности использования АФЧХ для КПП ротора. Если

позволяют измерительной аппаратуры, АФЧХ желательно снимать в вертикальном или поперечном направлении по всей или большей части подшипника агрегата. Во всех случаях АФЧХ необходимо снять на одном из подшипника ротора в вертикальном (поперечном) направлении, если в полете этого ротора испытание нагрузки устанавливается, при запуске и во время установки этой нагрузки.

Гармонический анализ вибрации.

Ввод времени, параметры режима и имени устройства, изготовленного в соответствии с входом для номинальной частоты вращения.

Запись состоит из групп, каждая из которых включает в себя:

это показатель контроля (например, 1в либо 2п или 3о и т о д..) указывают;

- Для каждого из введенных гармоник количество, которое не превышает шестерка частота и интенсивность.

Интенсивность гармоники представляет СКЗ виброскорости из для опор, а в записи гармоники спектра вибрации контактных колец (которые, повидимому, будет крайне редко), соответственно, от пика до пика виброперемещения; это можно устроить, что все данные хранятся в виде СКЗ, и в случае необходимости представить в виде пика пика к в виброперемещения, здесь количество сбывается простой разделением по частоте и постоянного коэффициента.

АФЧХ вибрации.

Амплитудофазочастотные описания (АФЧХ) вибрации зависимость параметров (амплитуды и фазы) циркулирующих или двойной циркуляции вибрации на частоте вращения на КПП (поворот) в валопроводе.

Следующие данные (одно окно ввода) вводятся:

это время начала;

это КПП или поворот;

это общее время процесса КПП (очередь);

являются параметрами режима в начале процесса: вакуум в конденсаторе, тепловая перемещение подшипника N1 (обобщенный параметр теплового состояния турбины), температура масла после воздушно-масляные; которые индексов точек (пунктов) виброзамер выполнен в том, что; это циркуляции или (и) двойной циркуляции вибрации.

1.3.6 Оптимальная тактика балансировки.

Начните ходовые испытания на поверхности, где наиболее большие вибрации. В существенному увеличению вибрации от установки следующего рассматриваемой нагрузки до продолжения оценки работает в других

плоскостях правильных по установке расчетного нагрузки в одном или нескольких плоскостях, в этом ДКВ уже имеется. После два-три пробные пробеги выполнить расчет использования появляться базу данных. Если при урегулировании значительное снижение вибрации достигается, будет установлен расчет нагрузки и только после при необходимости будет продолжать ходовые испытания.

Если реализация расчета можно после каждого пробного пуска, то ее надо воспользоваться. Таким образом, процедура проб проходит необходимо остановить и установить расчет нагрузки на роторе, если расчет значения остальные вибрации полностью приемлемыми.

По завершении процедуры судебного разбирательства проходит с установкой грузов в доступных самолетов будет выполнять вычисления, будет установлен расчет нагрузки, после проверки, начиная при необходимости выполнит настройку ДКВ.

1.4 Известны динамические коэффициенты влияния

Тактика зависит от степени вашего доверия к хорошо известным значениям ДКВ.

Если значение ДКВ ненадежны, затем перейти к начиная с пробных нагрузок, используя ДКВ для определения значений пробных нагрузок. Перед этим полезно выполнить расчет оптимального сочетания плоскостей по настоящее ДКВ, и суд работает в первую очередь для выполнения для выбранных плоскостях. В диалоге указать оценку достоверность имеющихся ДКВ. Это позволит вести поиск оптимальных вариантов балансировки учетом ограничений накладываемых от масс балансировочных грузов, связанных с недостаточным достоверностью ДКВ.

Если удовлетворительный вариант оказывается в результате, то установите крутить на роторе нагрузки в соответствии с расчетом. Если расчет стоимости вибрации не прибыл в, затем на следующем запуске ожидать нагрузку на варианте расчета с регулированием ДКВ.

Так как даже полностью надежные значения ДКВ может существенно отличаться от действующих в данный момент балансировки, предусматривают возможное необходимость регулировки начальной и отдавать предпочтение вариантам с меньшим количеством самолетов обстановке нагрузок. Не устранить возможность реализации дополнительных пробных запусков для уточнения значений ДКВ.

Если удовлетворительный вариант получается в результате, то установку следует крутить на роторе нагрузок в соответствии с расчетом. Если расчет значения вибрации не достигается, то на следующий запуск ожидать нагрузки на варианте расчета с регулировкой ДКВ.

Поскольку даже вполне достоверные значения ДКВ могут существенно отличаться от действующих в момент балансировки, предусматривайте возможную необходимость корректировочных пусков и отдавайте

предпочтение вариантам с меньшим числом плоскостей установки грузов. Не исключайте возможность проведения дополнительных пробных пусков для уточнения значений ДКВ.

Если после попытки балансировать на используемой ДКВ как вы убедились, в необходимости определения их более надежными значений и передается процедуре ходовых испытаний, то для изучения начиная полезным проводится до него, как суда для установленных систем нагрузок: это позволит сократить общую сумму, начиная с текущего баланса. Каждый из установленных систем здесь нужно рассматривать как одной плоскости, и приписать значение Расчет нагрузки для всех плоскостей в этой системе (например, для симметричных и кососимметричных нагрузок). Некоторые вычислительные трудности, связанные с входом дополнительной информации окупаются сокращением времени балансировки и накопления «опыта» база знаний.

Для вас, однако, необходимо прибегать к этой рекомендации, если вы не в полной мере отдохнуть в правильности выполняемого вами расчетов или измерений.

1.4.1 Дополнительные плоскости, перенос грузов.

Если при расчете прогноза остатки вибрации больше, чем это возможно, или рядом с ними, то балансировка с использованием привлеченных плоскостей коррекции не может дать желаемый результат. Варианты, таким образом, можно:

1. Дополнительные самолеты из числа доступных без существенного Сортировка может дать необходимый результат. Он может быть установлен путем расчета с подключением в нем ДКВ из дополнительных плоскостей.

В этом случае необходимо продолжать балансировки с привлечением дополнительных самолетов.

2. Использование всех плоскостей, что позволило организовать доступ без существенного сортировки из совокупности не может привести в нужном снижении вибрации.

- Валопровод имеет дефекты, эксклюзивные возможности их компенсации методы балансировки (коленчатость, перелом оси, гибка достаточно большом масштабе); в этом случае необходимо, чтобы остановить балансировки и устранения дефектов;

- Дисбаланс неблагоприятно вверх рассеивается по длине ротора, что из-за гибкость ротора не позволяет компенсировать его с использованием обычных плоскостей; В этом случае необходимо рассмотреть возможность установки нагрузки в труднодоступных плоскостей доступа в движении, в частности, осуществить передачу нагрузок вдоль ротора.

Перевод нагрузок ограничена с тяжелыми сборов затянувшимся отключения агрегата, в этой связи принятие решений о передаче нагрузок

подробный и квалифицированный оценка результатов балансировки должны быть выполнены специалистами опыта.

Перевод нагрузок наиболее распространена в балансировка ротора генератора, как наиболее длинный и гибкий области валопровода. Таким образом, перевод может появиться необходимость в двух случаях:

- На опорах ротора есть синфазная вибрации на рабочей частоте вращения квалифицирующий и регулярные плоскостей коррекции являются нечувствительны симметричными нагрузками, использование самолетов не поможет при консольные областях ротора; В этом случае ротора необходимо отбалансировать на первых критической частоты симметричных нагрузок, а затем выполнять их в бегство в соответствии с расчетом;

- При установке симметричных нагрузок, компенсирующего вибрацию на рабочей частоте вращения недопустимой вибрация возрастает на первое критическое; в этом случае необходимо определить две системы нагрузок, один из который компенсирует вибрацию на рабочей частоте, и другой - на первый критический, после чего определить систему нагрузок расчетную путь в движении, что одновременно компенсирует вибрацию как на работать и на критических частотах.

В связи с тем, что расчеты при передаче не может обеспечить точное значение расчетных нагрузок, после передачи необходимо планировать балансировки с установкой грузов в доступных плоскостях.

1.4.2 Неуровновешенность роторов

Неизбежные технологические отказы при изготовлении, неточность сборки и структурных особенностей роторов нарушают осевую симметрию. Барицентра в некоторых центробежных не совпадает с геометрическим центром секций. Особый тип дисбаланса масс роторов также возможны, что имеет место только при определенных условиях, т. е. может появиться, а затем исчезнуть. Условно говоря, для него это можно применить термин "Бродячий дисбаланс". Так часто бывает ситуация с неравномерным тепловым разогрева роторов, которые искажают через некоторое время. Силы инерции масс нестабильных пропорциональны квадрату частоты вращения и генерировать силы вибрации роторов в синхронной прецессии с частотой, равной частоте вращения.

Необходимость сокращения дисбалансовых загрузки оборачивается сложных проблем балансировки роторов, особенно гибких роторов. Если статические и динамические психические нестабильность жестких роторов могут быть удалены путем добавления двух корректирующих грузов на любых двух плоскостей, то, по крайней балансировки гибких роторов необходимо установить нагрузки в три или более плоскостях учетом формы собственных колебаний. Это идеальное отбалансировать гибкий ротор практически невозможно. Например, процесс балансировки считается выполненным в том случае, когда амплитуда первой гармоники частоты

вращения ротора будет сделать меньше, чем половина от амплитуды всех вибросигнала. Однако даже в случае требований по качеству, при приближении частоты вращения до скорости сваливания возникают резонансные колебания роторов с большой амплитудой.

Для удаления скорости сваливания предлагают использовать пробелы подшипника колебание и подготовить специальный балансировку ротора с этим при достижении критических оборотов, он появился в самовзвешенной государства. Таким образом, как частота собственных колебаний в роторе в самовзвешенной государства выше, чем у опорного, скорость сваливания не возникает. АЧХ ротора проходит через из одной отрасли в другую, минуя критический режим в момент, когда ротор останавливается, чтобы опереться даже против одного из подшипника.

Другой способ, позволяющий ликвидировать скорость сваливания ротора использует радиальную подвижность так называемых плавающих компрессии (кольца). Они время ", добавил" в гидро ротора (газо) динамическими силами, которые действуют в круглых пробелов, существенно изменить амплитудно-частотные характеристики системы "гибкий ротор является окружающая среда уплотнительные кольца".

Выясняется, что исчезновение скорости сваливания ротора возможно в такой системе, когда гидро (газо) динамические неколебимость пропорциональны квадрату частоты вращения, а парциальные частоты колец, определяется их действия, выше частоты вращения ω . В этом случае гидро (газо) динамические жесткости колец способствовать изгиб жесткость ротора быстрее, чем ω роста, и резонансы колец прийти вместо сваливания скорости ротора. Что более, в случае близости парциальных частот колец есть только один резонансный пик в системе.

В системе "гибкой ротор окружающая среда уплотнительные кольца", может быть, и динамическое тушение силы вибрации ротора кольцами, когда парциальные частоты колец, определяется гидро (газо) по динамическим inflexibilities, совпадают с частотой вращения. В частотной расстройке менее 10% амплитуда колебаний ротора уменьшается, из-за интенсивного орбитальным движением плавающего кольца вокруг он, в 1.5.2.5 время.

В результате, в случае реализации для гидростатической жесткостей и масс колец, достижимый также одновременного отображения эффектов исчезновения скорости сваливания и широкополосного динамического тушения. Таким образом, количество критических режимов сносно ротора при ускорении и отсечки, чтобы один растет коротким, и амплитуда его колебаний уменьшается в резонансной и после резонансной частоты в диапазоне примерно в 2 раза. Необходимость компенсации психической нестабильности роторов, а также их балансировка в движении во время работ, предусмотренных развитие механических и жидких систем автоматической балансировки. Принцип действия всех известных конструкций стремление уравнивающих кольца, маятников, балов и

жидкости, участвующих в колебания движение ротора, является основой, чтобы занять позицию "минимуму энергии". Интересные исследования в последнее время проводятся по созданию автоматической уравнивающей устройства с полостями, частично заполненный жидкостью и содержащий нагрузок.

1.4.3 Неравножесткость роторов.

Различия в жесткость роторов на изгибе на двух основных поперечных направлениях, связанных с валом. Если он разделен, имеет слоты, кулис или выступы, то жесткость будет отличаться. Разность жесткости может быть связано также с неравномерностью плотно прилегания из дисков или других деталей, разностенностью сварочные панели затянуты на валу, по неравномерности месте по окружности древесины элементов и т.д.

Ротора при изгибе негибкость, которая отличается от осей характеризует «раскол» в скорости сваливания в соответствии с наличием двух собственных частот и появлением области нестационарного синхронного прецессии под действием неустойчивости на скоростях вращения, находясь между частотами ω_{of} и ω_{y} . Источником может быть также собственный вес ротора, а также любой другой нагрузка неизменной направлении. Так что, если негибкости ротора на изгиб по главной разные направления, что смещение ротора от положения равновесия под действием веса изменяется в зависимости от углового положения. В результате есть колебания с удвоенной частотой по сравнению с частотой вращений, которые представляют собой наибольшую опасность близости – из-за скорости срыва собственного веса. При незначительной неравножесткости ротора эта скорость близка к значению половины ноте скорости сваливания. Для исключения влияния вес конструкции разработаны.

1.4.4 Внутреннее трение роторов.

Вращение гибких роторов неизбежно сопровождается их деформации, внутреннее демпфирование материала или строительной затухания мешает, что из-за трения между ротором и напрессованными на него деталями. Дисперсия энергии здесь описано, как петли гистерезиса. В линейном повышении он может быть рассмотрен в качестве линейной связности, вязкая трения, которая пропорциональна скорости деформации, т.е. относительной скорости колебаний роторов. Опираясь на эту гипотезу, гибких роторов в случае их неровно прецессии и малых внешних трения становятся неустойчивыми при скоростях выше, чем первая критическая. Есть колебания роторов с собственной частотой и увеличением амплитуды. Для борьбы с этим явлением ротор установлен на

достаточно гибкой опоре (по сравнению с валом ротора). Тогда ротором до Третий критический проводит скорости себя как абсолютно твердого тела. Цилиндрической прецессии соответствует первой скорости сваливания, а второй – конические.

1.4.5 Дефекты и силовые реакции подшипников.

В подшипнике скольжения под действием весового и динамической нагрузке есть что-то в местах контакта тел качения с внутренними и наружным держателей (кольцами). А также, сила упругости подшипника качения вряд ли нелинейных и определяется по формуле: $3 \cdot 2 \cdot P \cdot B \cdot \epsilon$, где b - коэффициент, зависящий от размеров подшипника ϵ является радиальное смещение внутренней обоймы относительно наружной. Подшипник скольжения снижает скорости сваливания роторов и причина возбуждения стационарных колебаний с возможной амплитуды, даже идеально сбалансированных роторов.

Нелинейные колебания гибких роторов, определяемые «жесткой» описание подшипника скольжения препятствует прохождению скорости сваливания при ускорении. Характерным является так называемый "ужесточение" резонансных колебаний. Подшипник скольжения всегда имеет радиальные и угловые скольжения, а также дефекты, органы качения и (или) сепаратора практически. Увеличенной скольжения в подшипник приводит к значительному снижению скорости сваливания и раскол резонансных пиков. Есть ярко выраженных резонансов, как в горизонтальном направлении предстоящего в менее скоростях и в вертикальном.

Из-за дефектов подшипников вместе с низкочастотных колебаний с частотой, равной частоте вращения, высокочастотные колебания роторов, жесткость с частотными вращений, возбуждаются. Подшипник качения имеют характерные частоты с дисплея дефектов. В загруженный подшипника можно дифференцировать четыре характеристики, применяется для диагностики частот - наружной обоймы подшипника, внутренней обоймы, частота сепаратора и частоты органов качения. Для определения этих частот есть стандартные формулы. Частота прокатки органов качения на внешнем держателе.

Характерные частоты определяются коэффициенты, в зависимости от количества органов качения в одном ряду подшипника, увеличилось на частоте вращения ротора ω . Эти коэффициенты кратны количеству выстрелов за один оборот вала, возникающих из-за наличия определенной дефекта. Например, если коэффициент дефекта внешнего пути для подшипника качения равна 5,22, то в спектре вибраций будет гармошки этого компонента, которые соответствуют коэффициентам 5,22, 10,44, 15,66, 20,88 и выше.

Применение подшипника качения в качестве опор роторов ограничивается параметра максимальной высокой скоростью $D \cdot n$, определенной в работе среднего диаметра (диаметром по центру органов качения) подшипника в миллиметрах от скорости вращения ротора в оборотов в минуту. Этот параметр для высоких циркулирующих типов подшипника качения составляет $2 * 10^6$ мм об / мин, в лучших уникальных моделей керамической шариковых подшипников поступает в размерах порядка $4 * 10^6$ мм об / мин дальнейшее увеличение параметра максимума результаты высокого скорость в существенном снижении надежности и ресурса подшипника качения. Один из способов преодоления этого ограничения проходит на использование в качестве опор роторов зазоры на жидкой или газовой смазкой.

Для возбуждения колебаний роторов вокруг зазоры овальность шеек происхождения воздействующих силы принести в смазочных слоях зазоров. Выводы роторов имеют вне округлости как овальность из-за неточности лечения. При скорости вращения есть колебания движение ее центра в подшипнике овальной штифта, который вызывает колебания всех ротора. За один ход ротора центр штифта выполняет два полноценных волну. Следовательно, овальность контактов вызывает возбуждающий влияния с удвоенной частотой вращения. Надо заметить, что при определенных условиях работы роторов раздел контактов может принять некоторые трехгранность, четырехгранность и т. из д. В этом случае колебания роторов на зазоры есть в составе гармоник, пропорциональных работы циркуляционного частоту на "порядок эллипсности" контактов.

Гравиметрических и динамическая загрузка роторов приводит к эксцентричности расположения штифтов по отношению к вкладышей из подшипники. В результате, при вращении ротора в зазоре подшипника неравномерное поле давлений смазки создается с зоной гнойных как смазочного клина и выгрузки область. Результирующая такое поле давлений создает упругие F_s , направленные против смещения ротора и неконсервативно F_n гидро (газо) динамические силы.

Действие неконсервативных гидро (газо) динамические силы в смазочных слоях направляющих результатов в нестационарных режимах колебаний роторов. В потере устойчивости роторов движения проходят в режим опасных автоколебаний в качестве прямого асинхронного прецессии амплитуды, которые могут прийти на значения в несколько раз больше, чем возможные уровень. Частота этих колебаний для жесткого ротора по-видимому, всегда рядом с половинной скоростью вращения, так и для гибкого ротора - рядом с его первой собственной частоты (в первой скорости сваливания). Эта частота индекс относительной скорости потока смазки в зазоре между неподвижной вкладышем и бегать штифта. Средний скорость движения смазочного слоя равна половине частоты вращения ротора примерно. Субгармонические колебания возникают такие, как на жестких роторов при больших частотах вращения и в гибких роторов на скорости в районе или Больше для

удвоенной первой скорости сваливания. Динамическая устойчивость роторов зависит от характеристик подшипников скольжения: от несущей способности (значения и направления упругой гидро(газо)динамической силы), от жесткости и демпфирования смазочного слоя. Последние в свою очередь зависят от целого ряда факторов, в частности от условий смазывания и свойств самой смазки, геометрических особенностей и деформаций подшипников. В зависимости от принципа смазывания подшипники скольжения разделяют на гидро(газо)динамические, в которых не производится нагнетание смазки извне, и гидро(газо)статические, в которых производится подвод смазки под давлением. Вторые обладают лучшими характеристиками для устойчивой работы ротора. Их несущая способность увеличивается за счет подвода смазки от источника давления, так как равновесие между упругой гидро(газо)динамической и внешними силами обеспечивается не столько вращением или колебаниями ротора (гидро(газо)динамические подшипники), сколько давлением среды. В подшипнике скольжения с высоким давлением подачи смазки, которое обеспечивает большое торцевое истечение исключает масляное голодание подшипника. Такой подшипник позволяет избежать явления субгармонических колебаний ротора. В высокооборотных подшипниках скольжения и при недостаточной прокачке смазки смазочная пленка разрывается.

Границы динамической устойчивости ротора при полном и частичном объеме смазки цапфы. Процессы выделением тепла из-за вязкой диссипации и теплообмена с поверхностями подшипника результат в больших изменений температуры смазочного ленты. Поэтому с высотой частоты вращения вязкости и близости смазки идти вниз, и несущей способности несущих падений. Анализ влияния тепловых эффектов статьи освящены в. В подшипник с большими промежутками или в случае малого вязкости смазки вопрос встает о влиянии турбулентного режима на описаниях подшипника. Влияние сил инерции в непрерывной смазки ленты можно пренебрегать только на числа Рейнольдса $Re < 10000$. Для роторов в том, что выводы сделать значительную часть всех ротора, необходимо учитывать влияние добавленной массы смазки, т.е. силы инерции смазки. Влияние может быть эквивалентно увеличению массы штифта в несколько раз. В подшипник с большим отношением длины к диаметру L / D , необходимо принимать во внимание отклонения

Подробная классификация типов макроскопических отклонений в- процесс представлен показано, что несущую способность подшипника испытывает значительные изменения. На описаний направляющие микроскопические отказы влияют с небольшим радиальным зазором. Анализ влияния качества shutes, а именно их неровности на большого давления смазки для тяжело нагруженных подшипников и подшипников с антифрикционным вставок с небольшого модуля упругости счет деформаций поверхностей скольжения штифта и вкладыша не требуется. Влияние на несущую способность

«мягкой» подшипника упругих деформаций, возникающих под действием гидродинамического давления и вызывает изменение формы зазора, а следовательно, и к пропускной способности подшипника. Большое количество публикаций освятил динамических эффектов, связанных с возбуждением субгармонических колебаний гибких роторов на направляющие.

Хаотические движения анализируется симметрично двумя опорными вал.

Улучшение описания подшипников скольжения и уменьшения вероятности возникновения автоколебаний роторов которые прибыли в результате модификации геометрии снимать, отталкиваясь от цилиндрической. Принимая настолько привыкли с канавками различной конфигурации и размеров, двойного подшипника, три клина, уплотнения и сегмента подшипника. Повышенное несущая способность этих подшипниковых и устойчивой работы роторов на высоких частотах вращения обусловлены увеличением количества смазки клиньев.

Среди виброустойчивых подшипника Отдельно можно выделить группу подшипника, где улучшение описаний прибыли в не только создании нескольких смазочных клиньев, но и благодаря мобильности shutes. Таким образом, в стационарных установках газотурбинных, принимая используются с самоустанавливающимися вкладышами. В работах анализ подшипника этого типа представлены двенадцать и четыре вкладышами соответственно. В связи с самоустановкам из вкладышей в этих.

Наряду с очевидным преимуществом, имея с самоустанавливающимися вкладышами есть некоторые недостатки. Таким образом, механизмы возникновения и методы устранения субсинхронных самовозбуждающихся возбужденных колебаний ненагруженном вкладышей в процессе изучены. Принцип его действия основан на самогенерируемом гидростатического подъема самоустанавливающимися вкладышей, возникающих из-за принятия части смазки из подшипника гидродинамического слоя в карманы, расположенные на задних сторон вкладышей. Под действием гидростатического давления вкладыши возникают и затухают. Таким образом, они смотреть любые вибрации пальца и эффективно гасить их за счет сил вязкости гидростатического уровня, то, чего нет в традиционном подшипника с самоустанавливающимися вкладышами. Во время настройки ротора в подшипнике с вкладышами на гидростатическом ленты, резонансный пик на первый.

Соответственно коэффициенты затухания неся на гидростатического ленты в 2,1,2,2 раза выше, чем у пятигранного подшипника. В то же времени коэффициентов жесткости обоих типов подшипников идентичны и находятся в диапазоне (0,2 ... 2,5) из H / t в зависимости от частоты вращения ротора в подшипнике другого типа перемещения шариков состоит из-за деформации упругих элементов, что они состоят. Подшипник широко

используются также в качестве промежуточного плавающей плитой. Такой подшипник содержит два слоя смазки и двойной слой, который определяет их преимуществ является возможность самоустановки ротора в подшипнике, сравнительно небольшой момент трения вращения, простота в принятии, что незначительно и изотропность переменной нагрузке. Однако для группы гидро (газо) динамическая нагрузка с свободно бегают кольца, бессмысленность их применения был позже хорошо зарекомендовавшей себя из-за наличия колебаний ротора на НСЗ. Без гидро (газо) статический подпора турбин.

По одной интересной особенностью гидро (газо) динамическая нагрузка с свободно бегают кольца по размер частоте автоколебаний ротора, что в среднем появляется около $1 / 4\omega$, а для ротора на обычный подшипник она находится недалеко от $1 / 2\omega$.

Положительный опыт в борьбе с этим нестационарных рабочих часов получается при употреблении гидро (газо) статическая нагрузка с плавающей плитой. Кроме того, для усиления эффекта колебаний ротора и плитой затухания, а также подлежат передаче на подшипник нагрузки уже найти применение конструкции подшипника с тремя слоями смазки. Он прибыл в установив в корпусе подшипника двух промежуточных плавающих плитой. Вариант поддержки роторов магнитного подшипника интенсивно внедряется в последнее время. Тенденция пульса обычного подшипника колебания или заноса

связанные с отсутствием механического контакта, рабочих сред и сжатий, по возможности минимизации размеров и основной очень высокой надежностью при большой нагрузке

Проблемы расчета и планирования электромагнитного подшипника загорелся. На месте концентричном в магнитоактивной выводом ротора относительно статорных электромагнитов неся на бегают ротора со стороны магнитного поля, за исключением центрирующих сил притяжения-отталкивания, тормозной момент работает. Однако, если ротор с одной или другой причине смещается от центральной позиции в результате неконсервативная сила, направленная перпендикулярно вектору перемещения в сторону, противоположную вращению ротора появляется вместе с тормозной момент. Это явление вызывает автоколебания ротора с собственной частотой в форме обратной прецессии и может возникнуть в любой частоте вращения. Конкурс с нестабильностью движения роторов с помощью активного магнитного подшипника. Они являются управляемые электромагнитные устройства, которые сохраняют ротор в центральном положении по отношению к статора. Датчики следить за положением ротора и отправить управлений данные в системе, что, в диагностике. Итак мы будем отмечать, подшипники находятся в большей степени отвечает требованиям мощных, циркулирующих и надежных роторных машин с плавающей вкладышами или плитой на гидростатического слоя. Их существенное преимущество перед подшипник других типов наиболее демпфирующая способность. По

существо упруго-демпферные опоры, они позволяют снизить уровень колебаний роторов в несколько раз независимо от их природы.

Характерные особенности трех основных типов подшипников представлены в таблице Табл.1

Конструктивные опоры роторов. Преимущества и недостатки	Динамические влияния на роторы	Способы улучшения характеристик
Подшипники качения (ПК)	Высокая точность позиционирования роторов, большая несущая способность во всем диапазоне рабочих оборотов, малые потери на трение, малые осевые размеры и масса. Ограничение по быстроходности, малый ресурс.	Понижают критические скорости, вызывают нелинейные колебания, несинхронные высокочастотные гармоники из-за дефектов изготовления.
Подшипники скольжения (ПС)	Теоретически неограниченны по быстроходности и сроку службы, Малая несущая способность при пусковых оборотах, Супер гармонические колебания при Эллиптичности Подвод смазки от источника давления (гидро (газо) статические опоры), наибольшая несущая способность по сравнению с ПК и МП, нечувствительны к нагрузкам и колебаниям, работоспособны при повреждениях, малые радиальные размеры. Магнитные подшипники (МП) – Практически неограниченная быстроходность, потери на трение меньше в 520 раз по сравнению с ПК, высокая надежность и долговечность при больших нагрузках и скоростях, отсутствие механического контакта, рабочих сред и уплотнений.	Необходимость охлаждения и большого количества смазки, потери на трение больше в 10 раз по сравнению с ПК.цапф, суб гармонические колебания на мазочных клиньях. – одификация опорных поверхностей скольжения, т.е. вкладышей, (многоклиновые и сегментные ПС), разработка конструкций с подвижными опорными поверхностями скольжения (ПС с плавающими вкладышами или втулками). Габариты и масса большие, чем у ПК и ПС при одинаковой несущей способности, низкая точность позиционирования роторов. – Обратная прецессия ротора с собственной частотой. Контроль смещений роторов высокоточными датчиками положения.

1.4.6 Силовые реакции бесконтактных уплотнений

К сжатий с уверяли разрыв трещины сжатия, а также сжатия, принадлежат с плавающими кольцами. Сжатия являются варочные панели вряд ли предусмотренные в корпусе. Сжатия с плавающими кольцами выполнены в виде перемещения в радиальных плитой направления (кольца), которые опираются торцы на торце корпуса. Преимущество последней в том, что плавающий уплотнительное кольцо в процессе работы самоустанавливается относительно уплотнительной поверхности ротора, наблюдая всю свою перемещение. Сделать более компактным эффект оформления уплотнений состоит не в удалении, и только в ограничении перетоков среды между

смежными полостями и зависит от гидравлического сопротивления круглого зазора. Разнообразие методов повышения сопротивления дроссельного кругового зазора привело к обилию структурных казни сжатий. Часто их сделать более компактная поверхность выполнена с лабиринта канавы. Очень высокие показатели герметичности одержимы уплотнительные узлы с несколькими плавающими кольцами. Влияние оформления уплотнений на колебания роторов состоит в операциях сил реакции слоя среды в зазорах регулирования. Происхождение этих сил отличается от аналогичного в несущих скольжения, потому что в сжатий среда сила задушил в осевом направлении. Для него некоторое различие несущих описания сжатия связано и гидро (газо) динамические направляющие. В то время как негибкость смазки ненагруженном направляющей в концентрической месте в нем штифты ротора отсутствует, негибкость среды сжатия, есть ротор в центре, что не равно нулю. В монографии Симоновский В.И. знаки также, что гидро (газо) динамическая жесткость сжатия трещины способствует изгиб жесткость, собственная и критические частоты вращения ротора. то еще показал им, что неконсервативная сила сжатия трещины становится причиной потери устойчивости гибкого ротора и внешний вид его субгармонических колебаний, принимая характер прямой асинхронный прецессии с большим отрицательной частоты собственных колебаний. Таким образом, скорость потери устойчивости равен удвоенному первого (парциальной) собственной частоты ротора с помощью учетной записи гидро (газо) к динамическому негибкости. Потеря устойчивости вращения роторов в трещины сжатия, как с гладкой и с поверхностями лабиринт дросселирования на частотах выше $2 \rho v$ ухаживать за экспериментально уже с середины XX века. В целом явления динамики и нестабильности ротора в сжатии трещина, аналогичные, что в роторе на прогиба. Большой вклад в развитие теории сжатий с жесткими плавающих колец приведены в В.А. Марцинковский. Так он ожидал статические и динамические описания гладкой цилиндрической, конфузورных и диффузор круговых дросселей, а также проанализированы статическую и динамическую устойчивость плавающего уплотнительного кольца, установленного на жестком ротора. При расчете статического равновесия кольца в условиях действия упругого гидро (газо) динамические силы в радиальный зазор, дополнительные упругие силы кулон, сил веса и контактный реакции на граничной поверхности кольца получили сроки самоцентрирования кольца по отношению к ротору и отсутствии открытия среза сустава. При расчете реакции контактный возможность существования трех режимов отмечен в паре среза: жидкость, полужидкой и сухого трения. Анализ динамических радиальной устойчивости кольца на жестком ротора выполнена в режиме малого сухого трения гармонической линеаризации с разумным замечанием, что стабильность кольца поднимается на повышение силы сухого трения из-за постепенной потере подвижности. Без учета регистра трения от скорости контактный поверхности потери устойчивости плавающей уплотнительного кольца равен удвоенному (парциальной) собственной частоты кольца: показано в книге, что после потери

устойчивости есть автоколебания кольца с частотой собственных колебаний ν и амплитуды сравнима с радиальным зазором. Важные фундаментальные результаты Марцинковский В.А. получил, рассматривая совместные колебания системы, состоящей из упругого неуравновешенного ротора и упруго подвешенного бесконтактного кольца с массой одного порядка с ротором, которые связаны между собой гидродинамическими силами в кольцевом зазоре. Построенные им аналитические решения и амплитудно-частотные характеристики свидетельствуют, что в такой системе будет существовать дополнительная критическая скорость, обусловленная колебаниями кольца. В ходе численного анализа устойчивости системы “упругий ротор – плавающее кольцо” выяснилось, что ее пороговая частота устойчивости ω^* всегда больше удвоенной собственной частоты невращающегося ротора $0,2\omega$, но не больше пороговой частоты кольца $\omega^*_{к}$ на жестком роторе.

1.5 Совершенствование методов расчета

Совершенствование методов расчета описания сжатия в том числе с учетом турбулентности потока и различных форм его разрыва, а также выбора оптимальной формы зазора для набора внешних условиях, производимых требований по герметичности, вибросостояние и надежности. Таким образом, в статье формул люк для расчета гидродинамических сил гладкой сжатия трещины, в результате чего в значительном как количественных, так и качественных изменений по сравнению с предложением Симоновским. В частности, учет обновления скоростного напора на выходе из компрессии позволило развиваться вид гидродинамической силы отрицательного сопротивления, что приводит к уменьшению упругой гидродинамической силы. Явление имеет место и в случае сравнительно короткий круговой дроссельный зазор, если убыток от преодоления сопротивления трения не преуспел общие местные потери на входе и выходе сжатия.

Д. Чайлдз вычисляет динамические отношения жидких и газа гладкощелевого уплотнения (описания) в условиях развитого турбулентного течения. Определение коэффициентов негибкости и затухания сжатия лабиринта всегда представлены сложную проблему. Есть вихри и застойные зоны в лабиринт рвов, интенсивность и размеры, которые зависят от числа Рейнольдса и от колебаний ротора. Данные Опыт впервые получил поэтому. Например, А.Н. Гулый провели сравнительные испытания трех типов лабиринтов сжатий, в том числе сотовой, лункового и лабиринт с восстановленными расчески. Он определил как затраты / пл описания и коэффициенты гидродинамического негибкости, по оценке параметров на экспериментальных функций передачи частоты нестабильной ротора бегают в соответствующей сжатия. В качестве стандарта для оценки расходов / PL и жестких описаний гладкой сжатия трещины было принято с той же длины и с тем же радиальным зазором. Гидродинамическая негибкость лабиринта

сжатия была определена на границе динамической устойчивости ротора. Согласно экспериментальным данным, лучший результат показал в лунковое сжатия, его гидродинамическое негибкость представляется наиболее среди других видов лабиринта компрессии - примерно в два раза ниже, чем у гладкой трещины. Цифра расчет расходов, жесткая описания сжатия лабиринта проводится на сложных трехмерных моделях, включая много гидродинамических корреляций для определения давления в канавах. их совершенство, в конечном счете, привело к хорошим совпадением расчетных данных с экспериментальными. Так что в следующий результаты находятся в процессе получилось: гидродинамический негибкость сжатия соизмерима с непреклонностью смазочных слой направляющей составляет: для гладкощелевого 50% от жесткости подшипника, и лабиринт в зависимости от сложности формы принята более компактная поверхность 10,30% ,Задача определения реакций рабочего слоя сжатия лабиринта она является сегодня целесообразно решать на основе метода возможных объемах, что особенно эффективно при сложной геометрии создания более компактной поверхности. Анализ механики жидкости и газа на основе этого метода будут реализованы в большинстве программных пакетов вычислительных гидромеханики. Набор программ данного научной лаборатории позволяет проектировать лабиринта рвы любой геометрии и достоверно определять коэффициенты негибкости и затухание соответствующей сжатия. Использование программных средств таких предоставляет возможность быстрого выбора оптимальной формы сжатия для набора внешних условиях, производимых требований по герметичности, надежности и вибросостояние.

1.6 Моделирование двухфазного течения в зазоре уплотнения и критического истечения из него.

Развитие этого направления связано с увеличением надежности работы по разминированию печатями высоких циркулирующих и криогенных роторных машин. Можно кипения и двухфазный парожидкостной поток рабочей среды в дроссельных пробелов сжатий приводит резкое падение как их счет / PL и жесткие описания, которые могут стать причиной контакта ротора с сжатий. В России вопрос о кавитации рабочей среды в гидравлических магистралей научно-исследовательские работники Орловского государственного технического университета (ОГТУ) участвовать в не на шутку. В работе [70] они излагают методику определения мощности реакций направляющей и оформления печатью. Поля давлений в смазочном и сделать более компактного слоя, с учетом возможных фазовых переходов, они определяют совместным решением выравнивания Рейнольдс, обобщенной на случай двумерного турбулентного течения вязкой сжимаемого пар-жидкость окружающей среды, выравнивание баланса зарядов и баланс энергий в виде энтальпий.

В случае сжатия лабиринта они включают в расчет дополнительных выравнивание для определения давления в канавах. Для решения этой задачи в научно-исследовательской лаборатории ОГТУ «конструкция гидромеханических систем» программный продукт был разработан на основе метода возможных различий, не уступая западным аналогам.

Учет напряженно-деформированного состояния с плавающей уплотнительного кольца с целью выяснения его описания. Плавающей уплотнительное кольцо на высокочастотных колебаний показывает, упругие свойства. В этой ситуации есть необходимость учета влияния деформаций кольца на собственных описаний (счет, коэффициенты негибкости и затухание слоя, силы трения в корпус, амплитуды и частоты собственных колебаний). При расчете уплотнительного кольца с учетом связи между давлением и деформацией теории эластогидродинамическая смазки с использованием equalizations теории упругости используется. В настоящее время эта задача может быть решена, одновременно с использованием метода возможных объемов и метода конечных элементов. Так что в следующий методика расчета описаний уплотнительного кольца в процессе принимаются с учетом деформаций: В начале методом возможных объемов из условия равенства зарядов через контрольного объема в радиальном и околным направлении, поле распределение строится.

После этого из совокупности рабочей мощности со стороны давлением окружающей среды и температуры загрузки, из-за тепловыделения при деформации материала, размеры деформаций поверхности определяются в узлах модели кольца, будучи размеры изменении зазора. По итогам изменение зазора в размере за счет уплотнительного кольца рассчитывается. Сравнение описаний непроницаемости с учета и учета регистра символов деформаций кольца показали, что при больших перепадах давления (более 2 МПа) влияние деформаций оказывается очень существенным. Учет деформаций результатов кольцо в увеличении потерь в среднем в два раза, по сравнению с расчета без учета регистра деформациями.

1.6.1 Учет влияния на динамику ротора

Учет уплотнительного кольца значительное трение на поверхности штифта, угловых колебаний кольца и свойств сделан более компактным среды. В высокий сделан более компактным давления на плавающий уплотнительное кольцо повышенной силу пиннинга действует против торце корпуса. В результате силы трения на отключение контактного поверхности могут появиться уже упругий гидро (газо) динамические силы в радиальном зазоре. В этом случае кольцо теряет подвижность и влияет на динамических характеристик ротора, как сжатие трещины. Однако промежуточность силой трения на торце и упругой гидро (газо) в зазоре могут динамическое изменение силы в интересах на прошлой при изменении режима работы, в частности при прохождении ротором критической частоты вращения. В

напрямую показано, что из большой амплитуды резонансных колебаний ротора, кольцо становится подвижным и начинает воздействовать на негибкости и остановки двигателя скорости ротора в качестве плавающего сжатия. Изменение характера влияния кольца вызывает эффект "распространение" срыва скорости ротора, т. е. ее стоимость изменяется в диапазоне, ограниченные критической частоты вращения, определенной с учетом влияния сжатия трещины, и критическая частота вращения, определенная с учетом влияния плавающего уплотнительного кольца. Для изменения промежуточность силой трения на торце и упругой гидро (газо) в зазор может также динамический диск усилие: деформации и угловые колебания кольца, вызывающее открытие среза сустава, а также сокращения и вязкость среды с частотой вращения, из-за увеличения тепловыделения. Важно отметить работу, где классификация более из уплотнительных колец, на основе методов уменьшения силы трения на поверхности штифта и повысить упругую гидро (газо) динамические силы в круговой зазор, доставленный. Работы освятил динамической устойчивости ротора в уплотнительном кольцо с учетом трех решений гидродинамических сил (unconservative, упругие и демпфирующие), работающих в зазоре, а также сила сухого трения, на кольце франков. В них аналитически и оно показано позицией на основании типа прецессионных траекторий ротора, что в отличие от сжатия трещины (1), устойчивое вращение ротора в плавающем кольце могут быть сохранены в угловой скорости. Кроме того, в открытом физического объяснения дано для развитого квазистабильных мод колебаний неустойчивого ротора, а также возможности вейвлет-анализа, позволяющего судить по движений любых роторных систем показаны.

1.6.2 Исследование динамики ротора

Исследование динамики ротора с учетом возможного удары с уплотнительным кольцом, а также анализа совместного влияния нескольких сжатий на роторе. Работа с плавающей уплотнительного кольца на определенных условиях может сопровождаться удара на ротор. Это происходит, когда амплитуда колебаний кольца по отношению к ротору превышает размер зазора между ними. Такая возможность рассматривается в России, где в математической модели "ротор-уплотнительное кольцо" на реализацию этого состояния берется учет изменения их виброскорости. Вибрации ротора и кольцом, как ожидается, в предположении, что их поверхность абсолютно гладкой и трение при ударе отсутствует, а также с предположением, что сила трения кольца на корпусе является постоянным и не зависит от гидродинамических сил вразрыв. Результаты работы являются виброударного амплитудно-частотные характеристики ротора и кольца, а также различные траектории кольца встроенный в зависимости от размера зазора между ними и коэффициента обновления. Кроме того, из условия равенства перемещение ротора и кольца определенной области их

безударного и ударного взаимодействия в зависимости от массы кольца, коэффициента трения заноса и величины силы пиннинга кольца до корпуса. Издания развитие работ. В них задача из режимов виброударного системы "ротор уплотнительное кольцо" решает в рамках классической теории удара, т. из е. модель удара построен с трением с помощью задачи двух параметров - коэффициент обновления и коэффициент трения F . С помощью этой модели области устойчивых колебаний ротора и кольца являются позицией определено в их удара в зависимости от радиального зазора, частоты вращения и силу трения при кольцо корпуса. Виброударного система "ротор- кольцо" теряет динамическую устойчивость почти задерживая скорость ротора $p v$, а также близлежащих ее дробных частот $p v 2n$, где $n = 1,2,3.$, То есть получил также аналитически, В случае абсолютно гладкими поверхностями ротора и кольцо очевидные решения их движения виброударного построены. Сложность в получении таких решений, потому что колебания и выстрелы, описанные разнотипными equalizations, преодолевается стыковки решений или методом «припасовывания». Кроме того, влияние удара оценивается по характеру установившихся колебаний системы "ротор-кольцо", а также о процессе ее перехода через скорости сваливания. Таким образом, колебания multimodeness свойственно; выяснилось, 4 вида траекторий виброударного движения кольца. В зависимости от размера радиальных выстрелов разрыв инициировать суб- или супергармоническую вибрацию кольца с частотами, кратными ω - 3 или 3ω , а также привести к увеличению амплитуды силы колебаний ротора в среднем на 10%. Тенденция развита от количества удара происходящим в течение одного поворота ротора; в изотропия системы "ротор- кольцо" всегда был состояться 4 ударов для свою очередь, и в анизотропной упругие свойства системы и малыми коэффициентами трения может быть установлен 2-х режимах удара. Установлено, что виброударного прохождение скорости сваливания завершается захвата системы «ротор- кольцо" ударных вибраций. Таким образом, это явление не возникает в случае так называемого semimovable кольца.

В трудно ротора бегают в гидродинамических зазорах и сделать более компактные различные сжатия считается. Оказалось, при анализе динамики системы, что сжатие сильно влияет на амплитуду колебаний ротора даже при безударных рабочее время. Существует значительная, до критической, рост амплитуды колебаний ротора во всем диапазоне частот. Этот результат автор объясняет центрирование эффект компрессии, который вытесняет контакты ротора в области малых оборотах, где зазоры работают неустойчиво. Однако он также заметил их, что при определенном сочетании операционных и геометрических параметров, компрессии стабилизации ротор.

1.6.3 Разработка конструкций и моделирование работы бесконтактных уплотнений

Разработка конструкций и дизайна работы по моделированию уплотнений, гидро (газо) статические поддерживает. Применение трещины сжатия в качестве опоры вместо направляющие или качения позволяет упростить конструкцию за счет удаления системы офф-лайн смазки, чтобы уменьшить ее размеры и массу. Однако необходимость источника давления оправдывает превращение сжатий в гидро (газо) статическая нагрузка только в особых случаях. Этот дефект агрегаты подшипник, что смазывают рабочей среде лишены. Например, сжатия выполняют роль несущих в химикатных насосов и компрессоров. При этом часто функции подшипника и уплотнения совмещаются, такого типа узел назван Белоусовым А.И. "уплотнением-опорой". Есть интерес и сооружений, так называемых «безвальных» Насосы, в том подшипник компрессию, установленные непосредственно на ведущие колеса Закона насос части. Хотя подобные конструкции были предложены в основном для насосов установки общепромышленного, это структурное решение экономически целесообразно и для ТНА, в первую очередь для малых размеров, в том, что размеры несущих и сжатий определить размер ТНА. "Безвальная" строительство представляет интерес и для модернизации существующего ТНА, как удаление обычный подшипник позволяет использовать уже присутствует в потерях насос для смазки, продвижения на том же объеме КПД.

1.7 Газо-жидкостные потоки.

В возбуждении конкретных колебаний роторов, протекающих через лопатку и о внесении более компактные лабиринты. В моменты прохождения лопаток рабочего колеса по лопаток направляющего крыльчатые или канал с учетом есть пульсации давления окружающей среды. В результате колебания ротора возбуждаются с так называемой частотой лопатка, которая кратна количеству лопаток рабочего колеса на частоте вращения. Кроме того, на некоторых комбинаций размеров зазоров осевого между рабочим колесом и направляющим автомобиля и радиальные на аэрогидроупругие вибрации не достаточно трудно элементов ротора появляются в лабиринтах. Предположения были откровенно о акустического резонанса в полости между ротором и статорной частей машины. Для восстановления различных событий предложить от резонансных частот, например, повышение на временном диске дополнительного кольца, дисперсионной энергии на вибрации из-за трения в диске (роторных машин компании "GeneralElectric").

Однако введение новых элементов в строительстве является неэффективным. В связи с этим, принимая во внимание, что на колебания в природе аэрогидроупругие рядом с явлением панели флаттера, А.И. Белоусов предложил метод расчета параметров лабиринтов и осевых зазоров в том, что нестабильность не появляется. Другая причина колебаний ротора, связанных с неравномерным за счет окружающей среды через диаметрально противоположных частях лопатки автомобиля при смещении ротора от центрального положения. В результате есть неконсервативные газо (гидро) динамическая сила перпендикулярна перемещению ротора в направлении его вращения. Эта сила, а также неконсервативные силы направляющие и сжатий, в определенных условиях приводит к нестационарной вращения ротора, провоцируя прямой асинхронный прецессию с половиной нот циркулирующей частоты. Расчет сил, возникающих в связи с распушенными сред через лопатки транспортных средств различной конструкции, а также анализ их влияния на колебания роторов можно найти в книге А.Г. Костюка. По тем же задачи, но и многие другие авторы, занятых более специального средств. Эффективным и универсальным методом тушения колебаний роторов независимо от их природы является установка роторов на упруго- демпфирующих опорах. УДО несут узлов в конструкции, что амортизаторы сухие, жидкие, или в сочетании трения вводятся. Большой выбор конструкций амортизаторов обусловлено требованиями повышения надежности изделий, постоянно становятся сложные условия работы, отсутствие оптимальных конструкций, недостаточно изучены их, а также человеческий фактор. Амортизаторы, состоящий из пакета гофрированных или переменного гофрированных и гладких лент, расположенных в круговой щели между подшипником и корпусом обладают хорошими затухание способностью. Однако в некоторых случаях их устойчивость оказывается недостаточным. При воздействии веса тяжелой поддержки ротора деформируется, что ухудшает ее упругодемпфирующие свойства и создает эксцентриситет ротора в связи с обеспечением. В УДО жидкостного трения, подшипников и корпуса разделить несжимаемой жидкости слой вязкой под давлением. Поэтому для удаления недостатков сухие амортизаторы использовать комбинированные амортизаторы. В УДО давления в сочетании трения жидкости сжимает пакет равномерно, что повышает демпфирующие описания демпфера. Таким флагов силы, возникающие из-за до гидростатического эффекта помогает удалению эксцентриситета ротора по отношению к оси опоры, что повышает ее эластичные свойства.

2 Диагностические признаки и виды дефектов промышленного оборудования

Для диагностики промышленного оборудования (насосы, вентиляторы, электродвигатели, турбины, компрессоры, редукторы) и подшипника

качения и заноса это очень важно знать диагностические признаки те или иные типы дефектов узлов и механизмов показать на что

2.1 Диагностические признаки дисбаланса. Диагностические признаки:

Высокий уровень радиальной вибрации (горизонтальная вибрация преобладает из опыта). Преобладающая амплитуда 1-го оборотных частоты в спектре радиальной вибрации и формы волны. Форма волны имеет синусоидальный характер. Амплитуда 1-го циркулирующей частоты растет вместе с высотой скорости. Фаза гармоники 1-го циркулирующей частота должна быть достаточно и не устойчивы к изменению времени. Низкий уровень (в 2-5 раз меньше, чем, чем 1-го в обращении) амплитуд 2th, 3 ей-и т.д. гармоники циркулирующих частоты в спектре радиальной вибрации, если это условие не выполняется. Низкий уровень осевой вибрации. Высокие значения амплитуд 2th, 3-ей и т.д. гармоники циркулирующих частоты в спектре вибрации можно указать на других причин: расцентровка, механического ослабления, дефектов подшипников, изгиб валу. Если амплитуда гармоники 1-й оборотных изменения частоты от измерения к измерению ослабление фундамента или нагрузки несущая конструкция доверия, нарушение гидро или громкий газодинамики потока. В случае совокупного контроля ременным приводом потянуть ремень повышенной натяг вызывает высокую радиальную вибрацию. Дисбаланс проявляется, как правило, на всю подшипника ротора. Перед реализация балансировки работ будет убедиться, что все возможные дефекты на совокупности будут удалены (например, несовершенны подшипник передаче).

2.1.1 Диагностические признаки расцентровки (несоосности)

Диагностические признаки:

Высокий уровень радиальной и осевой вибрации:

Преобладающая амплитуда 1-го, 2-я, а иногда и и 3-ей оборотных частоту в спектре вибрации. Наличие увеличенной радиальных колебаний на подшипник двухсторонней муфтой при отрицательных достаточно колебаний в других точках совокупности.

Низкий уровень амплитуд 4 - 10 гармоники циркулирующих частоты в спектре вибрации, если это условие не выполняется. Отсутствие высоких импульсов в виде волны. Высокие значения амплитуд 4 - 10 аккордеоны циркулирующих частоты в спектре вибрации, а также, импульсы и высокая составляющая "шума" в виде волны, возможно, указаны в присутствии механического ослабления в системе, особенно, если осевой вибрации, ниже, чем радиальной. Если амплитуда гармоники 1-го циркулирующей частоты преобладает в спектре, то более надежным, чем все, что угловым уплотнением. Если осевой вибрации выше, что радиальная, то задача серьезно. Для диагностирования расцентровки необходимо контролировать вибрацию, по

крайней мере, на подшипник и на стороне муфты. В случае, если амплитуда 1-го циркулирующей частоту в спектре вибраций модулируется боковых полос, то наличие несущих дефекты или обрыв стержней асинхронного электродвигателя можно, а также, эксцентриситет воздушного зазора электродвигателя. В случае агрегата с ременной передачей возможна несоосность шкивов.

2.1.2 Диагностические признаки механических ослаблений:

Высокий уровень радиальной, особенно вертикальной вибрации: Высокий уровень амплитуд 4 - 10 аккордеоны циркулирующих частоты в спектре радиальной вибрации. Появление в спектре вибрации дробных аккордеонов или субгармоника с многоплоскостной циркулирующих частоты вращения вала, равен $1/2$, $3/2$, $5/2$ и т.д., или $1/3$, $2/3$ и т.д. Высокое компонент "шума" и импульсивный характер от его формы. Нестабильная фаза колебаний, которые могут меняться от одного измерения к другому. Низкий уровень осевой вибрации.

Если в спектре вибрации есть дробные гармоники или субгармоника с многоплоскостной циркулирующих частоты вращения вала, равные $1/2$, $3/2$, $5/2$ или $1/3$, $2/3$, то задача серьезно. Вибрация может быть узконаправленной, обязательно проконтролируйте как вертикальную, так и горизонтальную вибрацию, а для насосов еще и аксиальную. При диагностировании состояния фундаментов, опорных и несущих конструкций анализ фазы контурной вибрации может позволить обнаружить точку ослабления или место прохождения трещины по моменту изменения фазы вибрации скачком на 180° , которое происходит в таких "пограничных" средах.

В большинстве случаев дефект рода "механических ослабление" появляется в спектре частот вместе с признаками других видов дефектов на диагноз совокупности: дисбаланс, расцентровка, дефект подшипника, муфты, ведущего колеса и т.п.

Признаки механического ослабления в спектре может исчезнуть, так как совокупный достигнет рабочие температуры и все тепловые зазоры будут выбраны.

2.1.3 Диагностические признаки дефектов подшипников скольжения

Проблема увеличенных зазоров (без масляного вихря)

Диагностические признаки:

Высокий уровень радиальной, особенно вертикальной вибрации: Преобладающая амплитуда 1-го, 2-я и 3-ей оборотных частот в спектре вибрации. Будучи в спектре аккордеонов высшего порядка (иногда до 15 и более). Высокий уровень осевой вибрации можно, если подшипник является

постоянным. В увеличенной амплитуда поперечная составляющая вибрации может резко только расти. Внешний вид можно в спектре вибрации дробных гармоники с много циркулирующих частоты вращения вала, равен $1/2$, $3/2$ и т.д. Отсутствие высоких импульсов в виде волны.

Высокий уровень радиальной вибрации:

Увеличение амплитуды субгармоник с частотой 0,42 - 0,48 (так называемые частоты жирной клина) с циркулирующим частоту вала. Будучи в спектре гармоники высшего порядка. Низкий уровень вибрации на частоте жирной клина в осевом направлении. Отсутствие высоких импульсов в виде волны. Если значение частоты клина смещается ближе к значению 0,48 (с циркулирующим частоты), то, с высокой долей вероятности, можно говорить о хорошем состоянии внешней поверхности несущих вкладыша. Дефект сосредоточен на поверхности шейки вала. Если значение частоты клина смещается ближе к значению 0,42 (с циркулирующим частоты), затем - лучшее состояние поверхности шейки вала. Нужно ли использовать достаточное разрешение в порядке, различать в частотный спектр жирной клина и аккордеона с много циркулирующих частоту вращения вала, равной. Если амплитуда частоты жира клина 50% превышает от размера амплитуды первой кровообращения. Низкий уровень осевой вибрации. хаотический импульсивный характер от его формы. Появление в спектре вибрации дробных аккордеонов или субгармоник с много циркулирующих частоты вращения вала, равен $1/2$, $1/3$ или $1/4$. Для упорного подшипника осевое вибрации может быть больше радиальная. Если в спектре вибрации есть дробные гармоники или субгармоник с много циркулирующим частоту вращения вала, равен $1/2$, $3/2$, $5/2$ и т.д., или $1/3$, $2/3$ и т.д., то это можно установить наличие «сухого вихря». "Сухой вихрь" является дефект в направляющей, возникающих при переломах жирной ленты и контакт (трение) между шее валом и вкладышем, из-за неровной или неправильном смазки подшипника. В сопровождении резкого роста температуры. Высокий уровень радиальной вибрации. Преобладающая амплитуды 1-й и 2-й оборотных частот в спектре вибрации. Высокий уровень осевой вибрации. В сегмента вкладышах появление гармоники можно с частотой, равной частоте работы циркулирующего от количества сегментов.

Под этим термином неправильная установка баббита вкладышей, их недостаток или излишним мобильность в несущей полосы поняли. При избыточном мобильности вкладыша из направляющей в поддержку наряду с эффектом дефекта на спектр есть "резонансное средств" в диапазоне средних и высоких частот, как небольшой "купол" с малой мощности, создавая картину в основном, на резонансной частоте постройки направляющей. Высокий уровень радиальной вибрации. Преобладающая амплитуды 1-й и 2-й оборотных частот в спектре вибрации. Высокий уровень осевой вибрации. В сегмента вкладышах появление

гармоники можно с частотой, равной частоте работы циркулирующего от количества сегментов.

Под этим термином неправильная установка баббита вкладышей, их недостаток или излишним мобильность в несущей полосы поняли. При избыточном мобильности вкладыша из направляющей в поддержку наряду с эффектом дефекта на спектр есть "резонансное средств" в диапазоне средних и высоких частот, как небольшой "купол" с малой мощности, создавая картину в основном, на резонансной частоте постройки направляющей. Высокий уровень радиальной вибрации. Преобладающая амплитуды 1-й и 2-й оборотных частот в спектре вибрации. Высокий уровень осевой вибрации. В сегмента вкладышах появление аккордеона можно с частотой, равной частоте работы циркулирующего от количества сегментов.

2.1.4 Диагностические признаки дефектов лопаток и рабочих колес

Диагностические признаки:

Высокий уровень вибрации на частоте лопатки и ее аккордеоны, как в радиальном, так и в осевом направлениях.

Модуляция частоты Лопатка возможная частота вращения ротора, что приводит к происхождения вокруг них характерных боковых гармоники. Дефект установки лопатки может вызвать дисбаланс с соответствующей спектральной картины.

Дефект крепления лопаток на ведущем колесе, ослабление посадки ведущего колеса на валу вызывает в картине спектра, соответствующей механической ослабления. В настройке ведущего колеса соответствует в спектре вибрации на картинке трения в направляющей.

Частота лопатка равна работе оборотных частоту ведущего колеса от количества лопастей на него. Если есть неподвижные направляющие лопатки на входе (или на выходе) ведущего колеса, то лопатка частота будет равна работе оборотных частоту ведущего колеса от количества лопаток на этом колесе, а также от количества неподвижных направляющих лопаток. Для модуляции на лопатку турбины.

2.2 Высокочастотная составляющая вибрации

Высокочастотные вибрации (ВЧВ) сопровождается вибрацию других частотах в дефектах системы поддержки или большой динамической нагрузке. При наличии НЧВ возникает в результате безумной работы жирной клина потери устойчивости. На жестких опорах (например, на переднем подшипнике многих типов турбин), причиной ВЧВ может быть отвратительные силы, циркулирующей частоте, даже при низком уровне циркулирующих делает вибрации (пик-пик виброперемещения 15 мкм и более).

В разгар ВЧВ в течение нескольких минут или непрерывной высоте ВЧВ с одновременным высоте циркулирующей делает разум может касаться ротора на сжатий, можно одновременно возникают НЧВ.

В других случаях может быть ВЧВ исследование повреждений опорных элементов:

повреждение поддержку колодки, повреждение баббитового затопления, выкапывать подшипник корпус с фундаментальной флага или фундаментальной флагом из основания.

В отдельных случаях могут быть обнаружены удаление описания контура вибрации.

Регулировка:

Пересмотр и ремонт опорных элементов, снижение возмущающих сил циркулирующих частоту (балансировка, ремонт муфт России и других), удаление НЧВ в ее присутствии, удаление касаясь компрессии при их наличии.

2.2.1 Сложный спектр вибрации

а) является существенным все составляющие спектра На высоте вибрации прикосновения можно во времени.

Смотрите также диагностику НЧВ и других составляющих спектра.

б) является существенным циркуляции и составляющие спектра высокочастотных

Квалифицирующий причины циркулирующих вибрации.

Посмотрите диагностику на циркулирующих и высокочастотный к компонентам спектра.

в) является существенным циркуляции и двухместные, циркулирующие компоненты спектра

Коленчатость возможно в муфте, трещины в роторе, а также сочетание дефектов вызывающих

циркулирующих и двухместные оборотные составляющие спектра вибрации.

Посмотрите диагностику на циркулирующих и двойной циркуляции к компонентам спектра.

г) является существенным НЧВ в сочетании с другими

2.2.2 Определение причин вибрации.

Дисбаланс, изгиб ротора, дефекты муфты, ниже рассмотрены.

Рассмотрим все варианты, которые на предварительном анализе не могут быть устранены.

Примите во внимание, что кроме описанного здесь, могут быть и другие дефекты.

2.2.3 Дисбаланс

а) Отложение солей или эрозия лопаток Признаки:

Вибрации изменяется медленно: в течение нескольких месяцев. Если дисбаланс локализуется на РНД, то эрозия лопаток наиболее достоверной, в противном случае это неравномерное депозит солей.

б) повреждение лопатки автомобиля Признаки:

Вибрации изменяется мгновенно или через несколько скачков на рассматриваемый период. По масштабу дефекта будет определять тип повреждения лопаток:

в небольшом масштабе поломки проволоки и живительная влага соединений наиболее достоверными, при больших собственно лопаток.

в) ослабление посадки дисков

Признаки:

Дисбаланс изменяется при принятии нагрузки. Чаще наблюдается на новый ротор или после замены или трансплантации дисков. Локализованные только в местах посадки насадных дисков.

г) Технологические (ремонт) дисбаланс Признаки:

Возникает после ремонта роторов: на генераторе при ремонте с удалением браслеты, на турбине - после перелопачивания или замены дисков (диск).

После замены ротора изменения вибрации неизбежны.

2.2.4 Прогиб ротора

а) Оставшееся изгиб ротора Признаки:

Вибрация небольшая, зависит от режима, практически не меняется во времени.

б) Тепловая изгиб ротора турбины

Признаки:

Высоту вибрации, насколько повышение температуры ротора или во времени на погрузку. Локализованные на роторов турбин, главным образом, на РВД и РСД.

Основные причины:

Отсутствие тепловых осевых зазоров между насадными деталями. Если зазоры отсутствуют в варочных панелей состоянию на конец укупорки сжатий, то причина определяется опытным путем с изменением температуры пара, представленными на сжатий.

Наличие масла в центральном отверстии ротора, в некоторых случаях высота вибрации происходит непрерывно во времени в очень высоких значений (нестационарный режим теплообмена в центральное отверстие). Определяется путем исследования внутреннего отверстия.

Протечки пара в роторе. Как правило можно наблюдать на роторов, перед

препарированных для реализации специальных тестов. Определяется проверки близости внутренней полости ротора. Тепловая неустойчивость ротора из-за ликвации дефектов поковки. Причина встречается крайне редко, так как поковки из роторов турбин отбраковываются на этот дефект в условиях растений.

2.2.5 Тепловой прогиб ротора генератора

Признаки:

Рассмотренные изменения вибрации растут с увеличением электрической нагрузки, локализованного на подшипник ротора генератора.

Основные причины:

Неравномерность охлаждения ротора, в основном, для роторов с непосредственным охлаждением ротора. Возникает из-за неравномерности сечений каналов охлаждения. Определяется опыт

с нестационарной режиме охлаждения.

Витковые короткое замыкание находится в обмотке ротора.

Определение: устранить охлаждения неровности, выполните эксперименты с включением и отключением от АГП, холостого хода и короткого замыкания, удаление сопротивления от КПП, специальные эксперименты по выведены ротора для определения витковых коротких замыканий.

2.2.6 Трещина в роторе

Признаки:

Ускоряется рост изменений вибрации во времени, изменение вибрации двойного циркуляционного частоты, наиболее заметен на описании скорости (АФЧХ).

2.2.7 Тепловой прогиб в опорных шейках

Признаки:

А изменения вибрации во времени, могут приехать на очень высоких значений, начиная от загрузки, как правило, не зависит и показывает на один к движению. При отягчающих обстоятельствах в перегрузке вкладыша, например, из-за расцентровки, в связи с этим иногда можно изменить с нагружения от изменений центрации.

Причины:

Возникает из-за неравномерного отбора тепла при трении в подшипнике. При запуске турбины без генератора исследование тепломеханических явлений, связанных с динамикой свободного конца валу.

Способ удаления: увеличение масляных зазоров, балансировка, при попытках запуска турбины без генератора, чтобы устранить их, в повышенной

температуре вкладыша (перегрузка) отцентровать роторов на муфт.

2.2.8 Технологический (ремонтный) прогиб

Признаки:

Возникает после ремонта, локализованного на роторов на что работы были выполнены по трансплантации насадных деталей или коррекция (удаление изгиба).

Связанных в основном с заклинивания на посадочных мест при охлаждении насаживаемых нагорячо деталей.

2.2.9 Дефекты муфты

а) Возникли в процессе эксплуатации Признаки:

Возникают неожиданно, как правило, после поворота удара, например, в неровной засорение агрегата в сети, а также при максимальной нагрузке из-за изменения положения одного из полумуфт, например, из плохо установку на месте приземления. После этого вибрации в основном остается неизменным и при загрузке не зависит. Наконец определяется путем измерения коленчатости и маятникового боя.

2.2.10 Технологические (ремонтные) дефекты

Признаки:

Локализованные на муфт, что при ремонте подвергалась разобрать, возникают из-за несовершенства фланца и призонных болтов.

При ремонте муфты с удалением и посадки одного из пулумуфт, также на спариванию с муфтой или перерайберовке открытия дефекты возникают из-за брака и нарушений технологии контроля интерфейса муфты.

2.3 Составляющая двойной оборотной частоты

Диагностика по составляющей двойной оборотной частоты заключается в выделении одной из следующих причин:

- двоякая жесткость ротора;
- эллипсность шеек;
- электромагнитные силы;
- коленчатость муфты с расцентровкой;
- резонанс системы ротор-опоры;
- трещина в роторе.

Из последних важности обстоятельство приобретает, независимо от того причина ограничены с изменениями вибрации или она происходит постоянно в течение длительного предшествующей периода или с момента редактирования:

двойной негибкость ротора с течением времени не меняется при отсутствии трещины, эллипсность шеи не изменится, если нет повреждения шеи или их проточки (полировка с удалением известного припуска), а также иную.

2.3.1 Двоякая жесткость ротора

Признаки:

Вибрации локализован на подшипник ротора генератора, мала, зависит от режима (как правило, незначительно падает с нагружения), стабильными во времени.

На КПП на АФЧХ четко резонансов второго семейства выявить на частотах вращения, равный половине собственных частот колебаний ротора, из них резонанс наиболее заметен на частоте вращения, равной половине первого собственной частоты (для большинства роторов в пределах пределы частот вращения от 400 до 700 об / мин).

Двойной жесткость ротора дефект не является и подлежит возмещению только в повышенной интенсивности вибрации.

Регулировка:

Сглаживание жесткости ротора генератора его оснастки по шашкам и технологии завода.

Применение динамических гасителей вибрации (ДГВ).

2.3.2 Эллипсность шеек

Признаки:

Вибрации локализован на несущий эллипс шейки ротора опирается на том, что, не зависит от режима, стабильными во времени.

На КПП на АФЧХ можно узнать резонансы второго семейства на частотах вращения, равный половинок собственных частот колебаний ротора, из них резонанс наиболее заметен на частоте вращения, равной половине первого собственной частоты рассмотрены ротор.

Наконец устанавливается отображение поверхности шеи с после по вспенивающего расчета на программы побоев или измерений шеи.

Регулировка: Проточка шейки вала.

2.3.3 Электромагнитные силы

Признаки:

Частота вибрации 100 герц, независимо от номинальной частоты вращения агрегата. Вибрация возникает при подаче возбуждения на роторе генератора (электродвигателя), локализованного на его поведении и корпуса генератора (электродвигателя), на нагружения на амплитудные изменения мелких.

Регулировка необходима при повышенной интенсивности вибрации.

Причины: Деформация оправки статора. Ослабление шихтовки железа

статора. Для многополюсных машинах - расцентровка ротора в раздражении статора.

Регулировка:

Удаление резонансных явлений на оправке статора с помощью сварки на дополнительных соединений по согласованию с завода. При необходимости покрытие железа. Для многополюсные машин проверки и регулировки центрации ротора в скучной.

2.3.4 Коленчатость муфты

Признаки:

Вибрация локализуется на общем корпусе Двухподшипниковые рядом с жестким муфты, наблюдается на небольшом расстоянии между несущими, в сопровождении циркулирующей вибрации. Там может быть повышенный осевой вибрации оборотной частоты на корпусе. Влияние коленчатости усугубляется при появлении расцентровки. Может сочетаться с другими источниками такой вибрации.

Наконец установлен путем измерения коленчатости. Регулировка:

Удаление коленчатости.

2.3.5 Резонанс системы ротор-опоры второго рода

Признаки:

Показывает на удаление известный метод описания частот (АФЧХ) по двойному циркулирующей частоты.Резонансный пик находится на рабочей частоте вращения или непосредственно почти от нее. В возможном вибрации, регулировка не требуется.

Регулировка:

Восстановление от резонанса путем изменения жесткости поддержки (ужесточения), по согласованию с завода доступную реконструкцию ротора (например, установка на консоли от массивного диска, значительно снижая собственная частота ротора) может быть осуществлена. Установка динамического гасителя вибрации.

2.3.6 Трещина в роторе

Признаки:

Высота вибрации во времени. Одновременное высота оборотных делает вибрацию, часто в большей мере, чем в два раза циркулирует. На АФЧХ резкого изменения (высота) вибрации на критических частот второго семейства (двойной циркуляции частоты) с одновременным существенным изменением (по высоте) вибрации циркулирующих частоту на первый критической частоты.

На остановленном агрегате, наконец, установить на близком расстоянии и ДЕФЕКТАЦИИ, показывая, а также с помощью специального аппарата, измерения анизотропии ротора на изменение собственной частоты колебаний при повороте. При наличии трещины разработке замены ротора требуется.

3 Мониторинг и исследование вибрационных показаний турбоагрегата типа Т-110/120 – 130 Алматинской ТЭЦ-2

Вибрационное состояние ТА типа Т-110/120 –130 + ТВФ-110-2 ЕУЗ ст.№6. после текущего ремонта

Представителями гр. вибрации Лаборатории Регулирования и Вибрации были выполнены работы по вибрационному обследованию ТА ст. №6 после текущего ремонта.

Вибрационное состояние ТА ст.№6 после ремонта удовлетворяет нормам ПТЭ.

холостой ход без возбуждения. (опора № 8 без виброгасителя).

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	4/0,6 140	6/0,9 120	3/0,4 120	16/0,9 300	7/0,9 140	13/1,7 355	6/0,9 190	25/2,9 330
попер.	1/0,6 160	5/0,7 90	9/1,0 55	3/0,4 140	7/0,8 160	7/0,9 70	6/1,3 315	6/0,7 220
осевая	2/0,8 190	2/0,3 130	2/0,4 300	7/0,9 160	6/0,8 135	10/1,3 220	9/1,3 30	76/9,0 315

$N_p=18$ МВар $J_p=0,7$ КА (опора № 8 без виброгасителя)

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	5/0,8 80	3/0,5 160	3/0,5 70	19/2,5 300	11/1,5 150	14/1,9 340	3/1,8 220	26/3,2 330
попер.	2/0,5	6/0,9	9/1,1	6/0,7	9/1,2	5/0,9	7/1,2	4/1,6

	300	70	40	100	160	50	310	260
осевая	2/1,1 250	1/0,4 260	1/0,4 75	9/0,5 170	10/1,4 160	9/1,6 210	9/1,4 30	80/10,0 320

$N_a=90$ МВт; $N_p=38$ МВар; $J_p=1,25$ КА: виброгаситель на опору №8 установлен

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	4/0,7 60	3/0,7 90	2/0,4 50	29/3,6 285	9/1,2 110	8/1,2 330	8/1,5 330	21/2,5 30
попер.	4/0,8 350	10/1,4 100	8/1,0 60	5/0,7 90	6/0,8 140	14/1,9 120	6/1,2 0	4/1,0 10
осевая	5/1,0 200	3/0,9 330	3/0,6 160	8/1,1 230	9/1,1 135	12/1,7 290	8/1,3 100	10/1,3 350

В таблицах значения даны: в числителе – оборотная вибрация, в мкм; в знаменателе – виброскорость, мм/с. и фаза вибрации.

В связи с производственной необходимостью представителями гр. вибрации ЛРиВ были выполнены работы по вибрационному обследованию ТА ст. №6.

Вибрационное состояние ТА ст. №6 удовлетворяет нормам ПТЭ:

ТА №6 таблица замеров $N_a=88$ МВт $N_p=35$ МВар $J_p=1,2$ КА

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	3/0,9 240	3/0,8 220	4/1,1 270	16/2,3 80	10/1,5 120	18/2,4 315	9/2,5 265	6/0,8 280
попер.	8/1,2 0	11/1,8 15	12/2,3 345	6/1,1 50	3/0,5 270	8/1,3 140	7/1,4 210	8/1,3 260
осевая	10/2,5 150	2/0,8 150	4/0,8 230	10/1,5 210	11/1,4 220	10/1,8 340	12/1,8 330	26/3,0 240

ТА №6 таблица замеров $N_a=107$ МВт $N_p=18$ МВар $J_p=1,1$ КА

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	2/0,7 10	3/0,2 90	2/0,3 190	18/2,1 300	5/0,8 125	9/2,1 80	5/0,8 320	8/1,1 50
попер.	5/0,9 350	10/1,1 140	4/0,5 135	5/0,9 270	5/0,7 150	10/1,3 95	2/1,2 70	6/1,1 95
осевая	4/1,5 180	2/0,2	2/0,4 90	7/0,8 35	6/0,1 120	11/1,8 270	8/1,5 60	9/1,3 275

ТА №6. таблица замеров $N_a=75$ МВт $N_p=35$ МВар $J_p=1,15$ КА

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	3/0,9 200	2/0,8 150	4/0,9 270	17/2,3 70	10/1,4 120	21/2,6 310	17/2,8 270	5/0,8 280
попер.	6/1,0	13/2,0	16/2,5	8/1,1	2/0,6	9/1,3	7/1,3	8/1,2

	250	0	330	35	290	135	210	280
осевая	5/2,5 170	2/0,7 240	2/0,6 260	11/1,6 220	12/1,6 220	10/1,7 180	11/2,1 340	15/1,8 235

ТА №6 таблица замеров за 17.01. $N_a=57$ МВт $N_p=38$ МВар $J_p=1,1$ КА

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	2/0,8 230	2/0,7 210	4/1,1 260	17/2,3 60	8/1,2 120	14/1,7 310	6/2,0 240	6/0,9 280
попер.	7/1,1 270	12/2,0 15	10/2,3 340	7/1,0 60	3/0,5 260	8/1,3 120	6/1,3 210	8/1,2 270
осевая	8/2,8 150	3/0,7 210	3/0,7 220	11/1,5 210	11/1,5 210	9/1,7 150	11/1,9 320	27/3,3 250

В таблицах значения даны: в числителе – оборотная вибрация, в мкм; в знаменателе – виброскорость, мм/с. и фаза вибрации.

Вывод:

От изменения режимов работы вибросостояние турбин не меняется.

Вибрационное состояние ТА типа Т-110/120 –130 ст.№6. после капитального ремонта. Вибрационное состояние ТА ст.№6 после капитального ремонта удовлетворяет нормам ПТЭ:

холостой ход

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	3/0,6 135	5/0,7 260	18/2,4 220	13/1,6 70	9/1,4 135	17/2,1 330	15/1,8 310	4/0,5 240
попер.	2/0,6 30	3/0,6 300	10/1,3 270	5/0,7 5	3/0,5 290	5/0,6 90	8/1,1 250	4/0,5 270
осевая	3/0,9 220	13/2,0 220	12/1,8 210	13/1,7 200	15/1,9 200	9/1,1 200	12/1,4 30	34/4,3 180

До установки виброгасителя на опору №8 $N_a=105$ МВт $N_p=35$ МВар $J_p=1,28$ КА

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	5/0,9 150	6/0,9 230	7/0,9 270	16/2,1 80	11/1,4 140	12/1,5 300	5/1,3 240	7/1,0 315
попер.	3/0,8 210	7/1,0 340	15/1,8 315	5/0,8 20	2/0,4 260	4/0,7 130	8/1,2 220	5/0,8 260
осевая	4/1,1 350	5/0,9 300	3/0,8 300	15/1,9 190	15/1,9 200	9/1,3 150	9/1,2 330	6/0,8 290

После установки виброгасителя на опору №8 представителями гр. вибрации ЛРВ были выполнены работы по вибрационному обследованию ТА ст. №6 после текущего ремонта. Вибрационное состояние ТА ст.№6 после ремонта удовлетворяет нормам ПТЭ.

холостой ход без возбуждения.(опора № 8 без виброгасителя).

	1	2	3	4	5	6	7	8
--	---	---	---	---	---	---	---	---

вертик.	3/0,5 130	10/0,3 300	12/1,6 190	20/2,2 60	15/1,7 115	15/1,7 285	15/1,9 275	10/1,1 200
попер.	2/0,5 180	4/0,5 270	12/1,4 240	5/0,7 30	2/0,4 255	6/0,7 60	5/1,0 220	6/0,7 280
осевая	2/0,6 190	7/1,6 185	7/1,5 185	16/1,7 175	15/1,8 180	8/1,1 170	7/0,9 320	72/7,8 155

$N_a=15$ МВт $N_p=25$ МВар $J_p=1,8$ КА (опора № 8 без виброгасителя).

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	2/0,5 150	4/0,6 330	8/1,1 240	21/2,3 40	14/1,6 95	13/1,5 285	13/1,7 300	12/1,4 195
попер.	2/0,6 190	2/0,4 245	12/1,3 240	8/0,9 335	4/0,6 240	5/0,7 45	4/0,9 220	4/1,0 280
осевая	1/0,8 270	5/1,5 210	5/1,2 200	11/1,3 180	13/1,5 180	4/0,7 185	3/0,7 330	78/8,4 160

$N_a=95$ МВт; $N_p=45$ МВар; $J_p=1,3$ КА. виброгаситель на опору №8 установлен

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	8/1,4 130	5/0,8 185	7/1,2 250	24/2,7 50	16/1,8 105	14/1,5 260	4/0,8 60	13/1,4 270
попер.	3/0,7 200	4/0,6 305	12/1,3 270	6/0,7 15	3/0,5 200	7/0,9 60	5/1,0 180	8/1,0 230
осевая	6/1,0 290	6/1,0 300	6/0,9 300	18/2,0 180	19/2,1 170	10/1,3 90	12/1,5 270	30/3,4 250

Вывод:

виброгаситель значительно снижает осевую вибрацию, представителями гр. вибрации ЛРВ были выполнены работы по вибрационному обследованию ТА ст. №6 после ремонта.

Вибрационное состояние ТА ст.№6 после ремонта удовлетворяет нормам ПТЭ. холостой ход без возбуждения.

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	5/0,7 330	3/0,5 200	2/0,3 190	12/1,5 30	1/1,3 225	12/1,5 70	9/1,2 80	9/1,2 70
попер.	4/0,6 60	6/0,8 200	7/0,9 140	3/0,5 135	3/0,9 139	13/1,6 160	9/1,3 90	4/0,5 90

осевая	2/0,8 110	2/0,4 70	2/0,4 265	4/0,8 280	3/0,7 120	7/1,1 315	6/1,0 140	31/3,8 0
--------	--------------	-------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	-------------

$N_a=102$ МВт; $N_p=22$ МВар; $J_p=1,5$ КА.

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	6/0,9 20	5/0,7 65	3/0,6 330	29/3,6 10	7/1,4 10	4/1,3 60	9/1,2 45	13/1,5 140
попер.	9/1,2 85	9/1,2 210	7/1,0 110	7/1,0 275	3/1,4 0	15/2,1 160	9/1,4 100	10/1,4 140
осевая	1/1,0 -	1/0,5 -	1/0,5 -	5/1,6 195	3/1,2 45	9/1,4 40	9/1,3 200	25/3,0 20

представителями гр. вибрации ЛРВ были выполнены работы по вибрационному обследованию ТА ст. №6 после ремонта. Вибрационное состояние ТА ст.№5 после ремонта удовлетворяет нормам ПТЭ.

холостой ход без возбуждения.

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	3/0,7	4/0,6	10/1,3	24/2,7	15/2,1	19/2,4	29/3,6	8/0,9
попер.	2/0,8	1/0,2	1/0,7	6/0,8	5/0,9	4/0,8	5/0,8	10/1,2
осевая	3/0,8	7/1,1	7/1,2	12/1,5	15/1,8	5/1,2	5/1,1	13/1,5

$N_a=22$ МВт; $N_p=20$ МВар; $J_p=0,95$ КА.

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	4/0,8	4/0,7	8/1,1	19/2,3	11/1,5	12/1,4	9/1,3	5/0,9
попер.	4/0,9	4/0,8	1/0,2	4/0,6	4/0,6	5/0,6	5/0,7	7/1,5
осевая	3/1,0	4/0,7	4/0,7	13/1,8	10/1,4	4/0,9	4/0,8	13/1,5

$N_a=78$ МВт; $N_p=27$ МВар; $J_p=0,8$ КА.

	1		2	3	4	5	6	7	8
вертик.	5/0,8		8/1,2	8/1,0	26/3,0	14/1,8	17/1,9	3/0,8	12/1,3
попер.	6/1,2		5/1,0	3/1,2	2/0,4	3/0,7	5/0,7	4/0,5	11/1,7
осевая	4/1,8		3/1,0	2/1,0	16/1,9	17/2,0	14/1,9	12/1,5	15/1,7

Рекомендации:

В ближайший останов турбины провести ревизию подшипника № 4 с целью определения натяга.

Проверить при необходимости довести до необходимых величин.

представителями гр. вибрации ЛРВ были выполнены работы по вибрационному обследованию ТА ст. №6.

Вибрационное состояние ТА ст.№6 удовлетворяет нормам ПТЭ. $N_a=100$ МВт; $N_p=25$ МВар; $J_p=1,25$ КА.

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	5/0,9 0	3/0,7 40	2/0,4 80	12/1,6 330	2/0,8 225	5/1,0 350	6/1,0 340	8/1,0 135
попер.	4/0,7 40	11/1,4 170	6/0,8 150	4/0,6 220	6/0,8 140	13/1,4 135	4/0,7 80	3/0,8 160
осевая	4/1,1 150	2/0,8 310	2/0,6 185	6/1,4 150	5/1,2 160	12/1,5 135	5/1,1 150	6/1,0 270

представителями гр. вибрации ЛРВ ПРП были выполнены работы по вибрационному обследованию ТА ст. №6 после текущего ремонта. Вибрационное состояние ТА ст.№ 6 при данных нагрузочных параметрах удовлетворяет нормам ПТЭ:

холостой ход без возбуждения.

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	5/0,7 140	7/0,9 0	3/0,6 130	20/2,0 150	9/1,0 20	20/2,4 120	7/0,9 140	20/2,5 240
попер.	7/0,9 150	12/1,5 330	9/1,0 260	6/0,8 330	3/0,4 180	16/1,9 100	8/1,1 180	9/1,0 135
осевая	2/2,0 260	7/1,1 340	7/1,1 350	12/1,4 180	7/0,9 20	22/2,6 220	18/2,0 240	34/4,0 340

$N_a=115$ МВт;

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	3/0,7 45	3/0,7 120	4/0,6 20	24/2,9 180	6/1,0 350	15/2,0 200	7/1,0 180	17/1,9 210
попер.	9/1,4 150	10/1,4 300	5/0,9 210	5/0,8 260	3/0,5 -	17/2,1 100	12/1,5 190	6/1,0 110
осевая	4/1,4	8/1,5	2/0,7	9/1,1	8/1,1	9/1,2	3/1,2	40/4,4

Представителями гр. вибрации ЛРВ ПРП были выполнены работы по вибрационному обследованию ТА ст. №6 после капитального ремонта. Вибрационное состояние ТА ст.№ 6 при данных нагрузочных параметрах удовлетворяет нормам ПТЭ:

холостой ход без возбуждения.

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	5/0,7 90	10/1,2 130	5/1,3 150	32/3,7 0	8/1,0 160	13/1,6 20	9/1,3 10	5/0,6 90
попер.	5/0,7 330	13/1,6 170	9/1,3 130	9/1,3 140	2/0,4 220	18/2,0 120	4/0,9 60	8/1,0 10
осевая	3/1,2 310	3/0,5 180	5/0,7 340	10/1,2 150	11/1,4 220	7/1,2 280	3/1,1 100	38/4,3 90

$N_a=17$ МВт;

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	6/0,9 50	5/1,1 170	4/1,8 90	27/3,2 0	11/1,2 150	12/1,6 30	2/1,3 30	7/1,0 90
попер.	1/1,0 280	15/1,8 150	24/2,6 120	15/1,7 130	9/1,0 180	11/1,3 120	6/0,8 30	2/1,4 260
осевая	2/1,1	5/1,0 240	5/0,8 30	18/2,1 10	11/1,3 210	10/1,8 60	9/1,5 60	50/5,5 30

$N_a=75$ МВт;

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	6/0,9 50	4/0,7 45	2/0,5 150	33/3,7 345	4/0,6 190	9/1,3 20	4/0,6 10	7/0,8 120
попер.	1/1,0 280	7/1,1 190	6/0,9 190	13/1,4 170	6/0,8 180	14/1,6 120	9/1,3 60	4/1,3 40
осевая	2/1,1	2/0,7 0	2/0,5 180	11/1,6 20	4/1,0 210	6/1,1 160	4/1,1 150	19/2,1 120

Рекомендации:

Для улучшения вибросостояния опор № 4 в вертикальном направлении ТА ст. №6 рекомендуется:

1. проверить центровку полумуфты РСД-РНД
 2. произвести ревизию подшипника № 4 с целью определения натяга, масляные зазоры и при необходимости увеличить натяг
- представителями гр. вибрации ЛРВ были выполнены работы по контрольным измерениям ТА ст. №6. Вибрационное состояние ТА ст. № 6 при данных нагрузочных параметрах удовлетворяет нормам ПТЭ:

$N_a=93,2\text{МВт}; N_r=26,5; I=0,8\text{кА}; P=108\text{ кгс/см}^2; Q=500\text{т/ч}$

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	7/1,3 100	21/0,9 350	9/0,5 300	11/1,4 0	8/0,9 60	16/1,7 55	9/0,4 40	14/1,1 320
попер.	6/0,8 190	17/0,7 260	12/0,5 255	9/1,1 75	9/0,8 220	30/2,7 0	12/1,3 170	13/1,8 190
осевая	12/1,1 10	7/0,9 290	7/0,8 170	7/1,0 20	7/0,8 25	11/1,1 170	12/1,3 210	15/1,6 40

3.1 Совершенствование методов балансировки используя ДКВ для турбины Т-110/120-130 ст.№5 Алматинской ТЭЦ-2

Уравновешивание валопровода турбоагрегата в условиях электростанции является одной из дорогостоящих технологических ремонтных операций, сопровождающейся простоем турбоагрегата от нескольких часов до нескольких суток. Как показала практика, использование «динамических коэффициентов влияния» полученных на опыте аналогичных балансировок типовых турбоагрегатов, позволяет сократить время простоя.

Возьмем данные о вибросостоянии турбоагрегата Т-110/120-130 которая установлена на Алматинской ТЭЦ-2. Данные турбоагрегата о вибросостоянии взяты с 2019г по 2020г.

ТГ ст.№5 $N_a=100\text{ МВт}; N_p=25\text{ МВар}; J_p=1,25\text{ КА.}$

	1подш	2подш	3подш	4подш	5подш	6подш	7подш	8подш
вертик.	5/0,9 0	3/0,7 40	2/0,4 80	12/1,6 330	2/0,8 225	25/2,0 350	<u>36/4,0</u> <u>280</u>	8/1,0 135
попер.	4/0,7 40	11/1,4 170	6/0,8 150	4/0,6 220	6/0,8 140	23/2,4 135	<u>34/3,7</u> <u>80</u>	3/0,8 160
осевая	4/1,1 150	2/0,8 310	2/0,6 185	6/1,4 150	5/1,2 160	12/1,5 135	<u>5/1,1</u> <u>150</u>	6/1,0 270

В таблицах, значения даны: в числителе – оборотная вибрация МКМ; виброскорость- мм/с; в знаменателе фаза вибрации.

Из этих значений видно, что вибросостояние опоры №7 не удовлетворяет нормам ПТЭ. Данные из таблицы возьмем за нулевой пуск. Пробный груз весом 2,5 кг устанавливаем в балансировочный паз на роторе генератора.

Опора №7: $A_0=36\text{ мкм}$, угол 280 град.

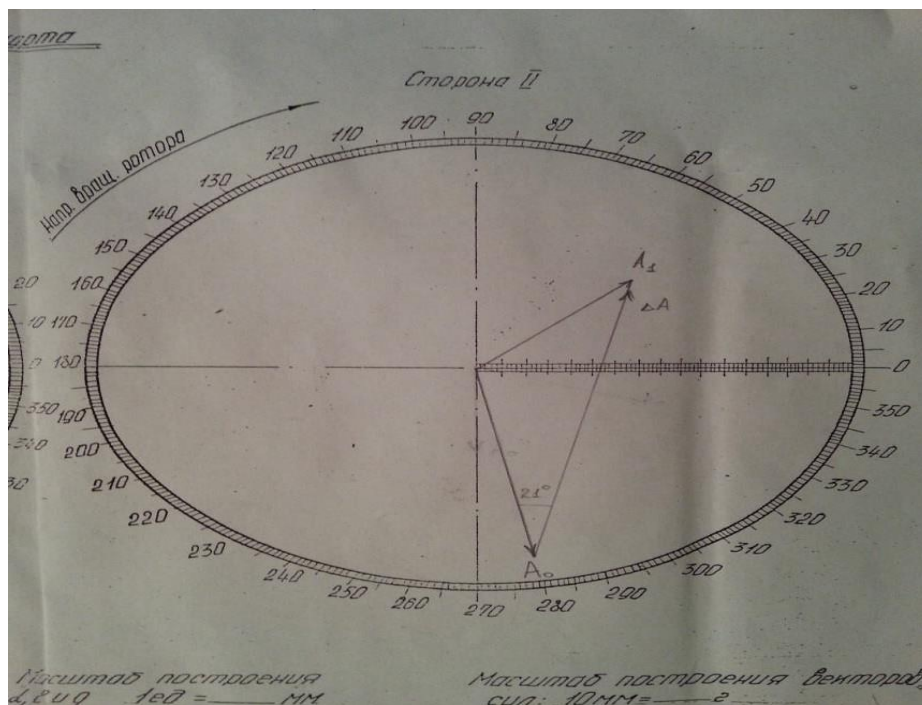
$P=2,5\text{ кг}$, угол 115 град.

где, A_0 – вибрация нулевого пуска в мкм P_1 – пробный груз, P – капитальный груз A_1 – вибрация первого пуска в мкм

α – динамический коэффициент влияния

ΔA – вектор влияния

Занесем все значения в балансировочную карту (рис №1)



холостой ход без возбуждения

	1подш	2подш	3подш	4подш	5подш	6подш	7подш	8подш
вертик.	5/0,9 0	3/0,7 40	2/0,4 80	12/1,6 330	2/0,8 225	5/1,0 350	<u>23/1,0</u> <u>45</u>	8/1,0 135
попер.	4/0,7 40	11/1,4 170	6/0,8 150	4/0,6 220	6/0,8 140	13/1,4 135	<u>14/0,7</u> <u>80</u>	3/0,8 160
осевая	4/1,1 150	2/0,8 310	2/0,6 185	6/1,4 150	5/1,2 160	12/1,5 135	<u>6/1,1</u> <u>150</u>	6/1,0 270

Окончательную массу капитального груза находим по формуле:

Место установки груза находим на балансировочной карте. В данном случае повернуть на 21 градус против вращения.

ТГ ст.№5 холостой ход без возбуждения

	1подш	2подш	3подш	4подш	5подш	6подш	7подш	8подш
вертик.	5/0,9 0	3/0,7 40	2/0,4 80	12/1,6 330	2/0,8 225	5/1,0 350	<u>6/1,0</u> <u>340</u>	8/1,0 135
попер.	4/0,7 40	11/1,4 170	6/0,8 150	4/0,6 220	6/0,8 140	13/1,4 135	<u>4/0,7</u> <u>80</u>	3/0,8 160
осевая	4/1,1 150	2/0,8 310	2/0,6 185	6/1,4 150	5/1,2 160	12/1,5 135	<u>5/1,1</u> <u>150</u>	6/1,0 270

Вибросостояние ТГ ст№5 удовлетворяет нормам ПТЭ.

Пуск ТГ №ст.5 $N_a=93,2\text{МВт}$; $N_r=26,5$; $I=0,8\text{кА}$; $P=108\text{ кгс/см}^2$;

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	7/1,3 100	21/0,9 350	9/0,5 300	11/1,4 0	8/0,9 60	36/1,7 55	<u>49/5,4</u> <u>270</u>	14/1,1 320
попер.	6/0,8 190	17/0,7 260	12/0,5 255	9/1,1 75	9/0,8 220	30/2,7 0	<u>32/3,3</u> <u>170</u>	13/1,8 190
осевая	12/1,1 10	7/0,9 290	7/0,8 170	7/1,0 20	7/0,8 25	11/1,1 170	<u>12/1,3</u> <u>210</u>	15/1,6 40

Зная динамический коэффициент влияния, мы сокращаем динамическую балансировку до двух пусков.

	1	2	3	4	5	6	7	8
вертик.	7/1,3 100	21/0,9 350	9/0,5 300	11/1,4 0	8/0,9 60	16/1,7 55	<u>9/0,4</u> <u>40</u>	14/1,1 320
попер.	6/0,8 190	17/0,7 260	12/0,5 255	9/1,1 75	9/0,8 220	10/1,7 0	<u>12/1,3</u> <u>150</u>	13/1,8 190
осевая	12/1,1 10	7/0,9 290	7/0,8 170	7/1,0 20	7/0,8 25	11/1,1 170	<u>12/1,3</u> <u>205</u>	15/1,6 40

Вывод:

Динамическая балансировка значительно сокращается за счет использования динамических коэффициентов влияния.

Безопасность жизнедеятельности

Влияние тепловых электрических станций на окружающую среду

Современный этап научно-технической революции характеризуется широким вовлечением в сферу человеческой деятельности всех основных ресурсов оболочки Земли. По большому числу веществ (твердые частицы, оксиды серы и углерода) антропогенные выбросы оказываются соизмеримыми с естественными выбросами соответствующих веществ, а в некоторых случаях превосходят их. Из общих антропогенных выбросов на долю энергетики приходится около 20-30%.

В настоящее время определяющая роль в производстве электроэнергии в Казахстане, как и во всем мире, принадлежит тепловой энергии на органическом топливе. В структуре мирового производства электроэнергии тепловыми электрическими станциями (ТЭС) на угле составляют 40%, ТЭС на мазуте – 7%, ТЭС на газе – 20%, АЭС - 16%, ГЭС - 18,6%, прочие – 1%.

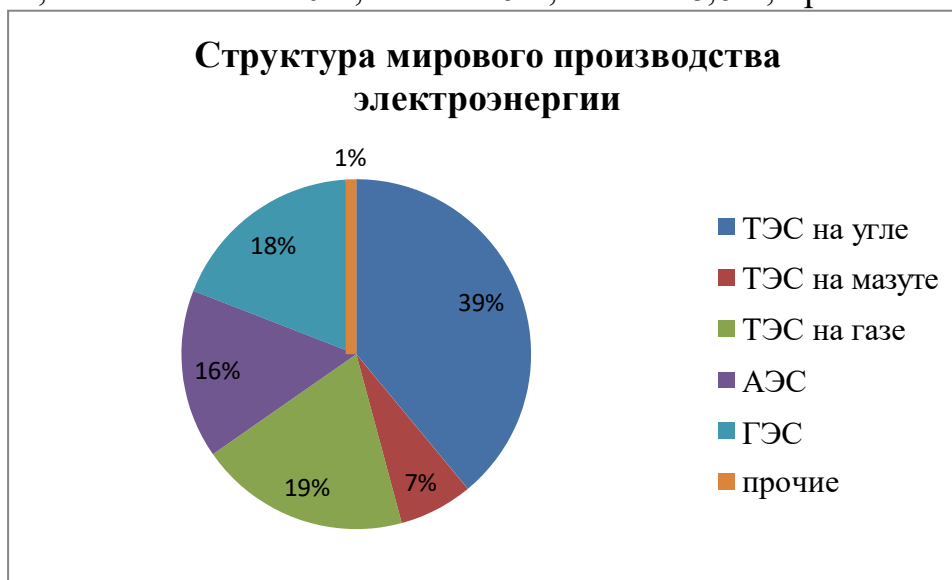


Рисунок 1.1 - Структура мирового производства электроэнергии

Тепловые электростанции оказывают существенное воздействие на состояние воздушного бассейна в районе их расположения. На рисунке 1.2. показаны основные факторы воздействия ТЭС на окружающую среду. Кроме выбросов вредных веществ из дымовых труб, в результате деятельности станции образуется значительный объем золошлаковых отходов. ТЭС также оказывают вредное физическое воздействие на окружающую среду, производя акустическое, вредное тепловое воздействие на окружающую среду. Тепловые станции так же влияют на ландшафт местности. Вредное воздействие оказывается на водоемы, в которые сбрасывается большое количество тепла, повышающее температуру воды в них, что влияет на изменение флоры и фауны, значительное количество тепла попадает в атмосферу с уходящими газами из-за неполного сгорания (химический и механический недожог) вследствие потери изоляцию конструктивных элементов.

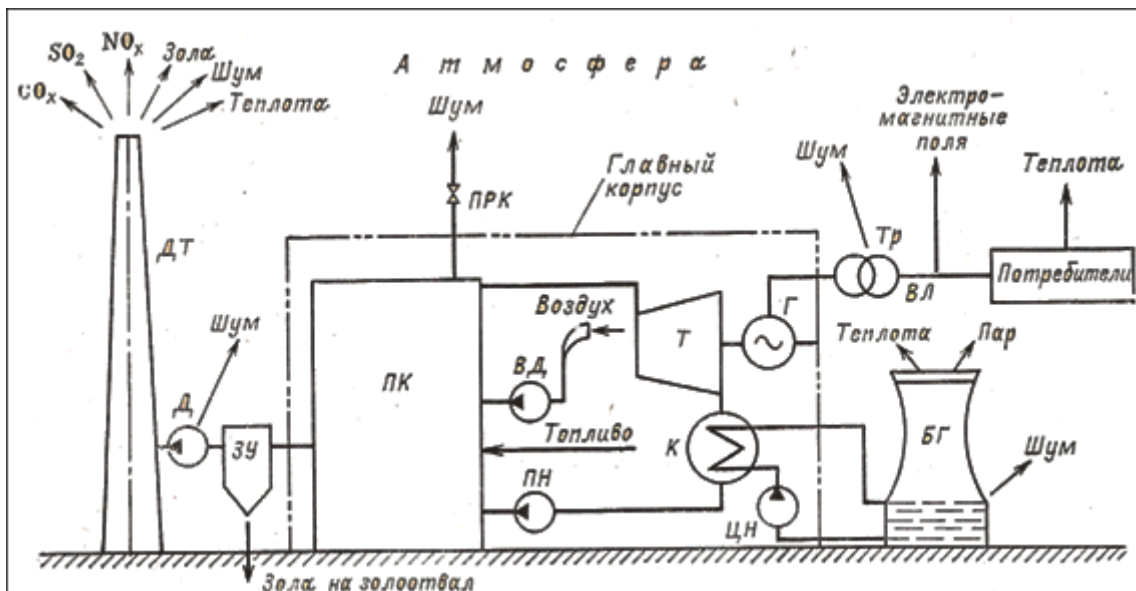


Рисунок 1.2 - Схема взаимодействия ТЭС с атмосферой

С экологической точки зрения тепловые электрические станции представляют собой длительно (десяtkи лет) и непрерывно действующие источники выбросов в атмосферу продуктов сгорания топлива. Ежегодно в земную атмосферу выбрасываются десятки миллионов тонн газообразных оксидов серы и азота. При этом естественные выделения составляют соответственно 100 и 30 млн.т.; антропогенные выбросы - 65 и 20 млн.т., а доля ТЭС в антропогенных выбросах этих оксидов - 45-65 и 15-45%.

Поэтому успешное развитие теплоэнергетики будет существенно зависеть от обеспечения допустимого уровня воздействия тепловых электростанций на окружающую среду, их экологической безопасности. [1]

Газообразные выбросы ТЭС распределяются в атмосфере, претерпевают химические превращения и выпадают в виде сухих и жидких осадков на растения, почву, воды, строения и другие объекты на поверхности земли. В зависимости от скоростей осаждения и химических реакций, а также атмосферных процессов, например, взаимодействия с облаками, выбросы ТЭС или образовавшиеся из них вещества могут достигать поверхности земли на расстоянии 500-1000 км от источника; это расстояние растёт с увеличением мощности источника. [2]

При использовании мокрого сероуловителя, приводящего к глубокому охлаждению газов, большая часть оксидов серы выводится из газов в предварительном узле промывки.

Токсичные или канцерогенные полициклические углеводороды могут образовываться при температурах выше 700°C в восстановительной среде. Их источниками являются, главным образом, некоторые химические предприятия, транспортные средства с карбюраторными двигателями, а также мелкие источники тепла, использующие уголь или дрова, с плохо организованным, неполным горением при недостатке воздуха. Как показывает мировой опыт, крупные ТЭС с высоко - температурным горением, хорошо

сконструированными и правильно эксплуатируемыми топочными устройствами выбрасывают незначительное количество полициклических углеводородов (бенз(а)пирена), в результате чего образующаяся в приземном слое атмосферы концентрация этого вещества составляет обычно несколько процентов от величины ПДК.

Хотя, в принципе, в золе топлив могут содержаться радиоактивные элементы, их абсолютное относительное количество невелико, а выбросы их в атмосферу или наличие в золе (шлаке) не представляет опасности. В целом, выбросы радионуклидов в атмосферу в результате деятельности человека составляют менее 1% природных выбросов, доля ТЭС среди них ещё значительно меньше.

Макросостав золовых частиц, содержащихся в дымовых газах, формируется из соединений кремния, алюминия, железа, кальция, магния, калия, титана, которые в топочных процессах остаются в твёрдом или жидком состоянии. Кроме того, как уже отмечалось, в состав летучей золы входят также микроэлементы, соединения которых испаряются, а затем конденсируются или адсорбируются на частицах золы при охлаждении топочных газов. К ним относятся кобальт, хром, медь, никель, ванадий, цинк, сурьма. Кроме оксидов металлов, в частицах золы содержатся сульфаты, нитраты, аммиак и органические соединения. Эти особенности состава летучей золы лежат в основе установления весьма жёстких норм её выброса с дымовыми газами ТЭС, которые введены в ряде промышленно развитых стран.

В атмосферу попадают, в основном, частицы, размером менее 5 мкм (более крупные улавливаются при очистке). Такие частицы активно рассеивают свет, их наличие в атмосфере может ухудшать видимость.

Осевшие на поверхности земли соединения серы окисляют почвы, грунтовые и поверхностные воды. При концентрациях больше 50 мкг/м³ диоксид серы может замедлять развитие некоторых растений, а больше 700 мкг/м³ - раздражать дыхательную систему.

При обычных приземных концентрациях диоксид азота (NO₂) сам по себе не оказывает вредного влияния на растения.

Интеграционные эффекты, наблюдающиеся при одновременном наличии в атмосфере NO₂, SO₂ и озона (O₃), могут вызывать коррозию некоторых каменных сооружений. В экосистемах с недостатком азота осаждение ограниченных количеств атмосферных азотных соединений (NH₄, NO₃ и др.), являющихся удобрениями, даже полезно. Избыток NO₃ может вызвать закисление почв, изменение травяного покрова, ослабление сопротивления растений насекомым и вирусам. При попадании в лёгкие человека NO₂ концентрацией около 100 мкг/м³ оказывает раздражающее действие.

Некоторые специалисты в качестве недостатка энергетики на органическом топливе в глобальном аспекте указывают на большое потребление ею кислорода и на возможность дополнительного нагрева биосферы за счёт так называемого "тепличного" или парникового эффекта, который обусловлен наряду с другими факторами, накоплением в атмосфере

Земли диоксида углерода, хотя его присутствие в воздухе и не ограничивается санитарногигиеническими соображениями. По некоторым оценкам, глобальное повышение средней температуры биосферы на 1-2 градуса может произойти примерно через 100 лет.

В течение последних 150 лет при увеличивающемся количестве диоксида углерода в атмосфере наблюдалось два глобальных потепления и два похолодания.

В технологическом процессе ТЭС теплота сгорания топлив преобразуется в физическую теплоту дымовых газов, которая передаётся рабочей среде (воде, пару), а далее преобразуется в работу и электрическую энергию в тепловом цикле. Сжигание топлив, подготовка рабочей среды и эксплуатация оборудования ТЭС связаны с образованием отходов, некоторые из них оказывают вредное воздействие на окружающую среду.

Баланс "топливо - выбросы" паротурбинной угольной ТЭС показан в качестве примера на рис. 11.1. При сжигании 1 т угля калорийностью 5390 ккал/кг, зольностью 23%, с содержанием серы 1,7% образуется от 50 до 550 кг золы; от 6 до 120 кг оксидов серы, в основном в виде SO_2 ; от 2 до

10 кг оксидов азота, в основном, в виде NO . Большая часть NO доокисляется в атмосфере до NO_2 , который в 7 раз токсичнее.

Зольность энергетических мазутов значительно ниже, чем углей (<0,1%). Природный газ - топливо беззольное, как правило, он не содержит и соединений серы.

При сжигании топлива могут образоваться в сравнительно небольших количествах также токсичные продукты неполного сгорания: окись углерода (CO) и некоторые углеводороды.

В выбросах ТЭС, работающих на углях или сернистых мазутах, могут содержаться влияющие на окружающую среду или вредные для здоровья металлы: мышьяк, кадмий, ртуть, свинец, таллий, хром, натрий, калий, ванадий, бор, медь, железо, марганец, молибден, селен, цинк и другие, сложные полициклические ароматические углеводороды (в частности бенз(а)пирен), а в некоторых твёрдых топливах - радиоактивные вещества. При наличии в углях солей хлора и фтора в дымовых газах содержатся пары соляной и плавиковой кислот.

Металлы присутствуют в золе углей и мазутов в разных количествах и сочетаниях. Их выбросы зависят от дисперсности, химического состава и количества золы, особенностей сжигания и очистки дымовых газов.

Рамочная конвенция ООН об изменении климата (РКИК ООН) 1992 года - одно из наиболее серьёзных международных соглашений, благодаря которому страны всего мира объединяются для решения сложной задачи по предотвращению серьёзных негативных последствий глобального потепления.

Казахстан вместе со 157 странами подписал Рамочную конвенцию во время встречи на высшем уровне "Планета Земля" в Рио-де-Жанейро в июне 1992 г., которая в мае 1995 г. ратифицирована Президентом Республики Казахстан Н.А. Назарбаевым. Согласно принятым на себя обязательствам,

Казахстан разрабатывает и представляет конференции сторон РКИК национальный кадастр выбросов парниковых газов, общее описание мер по их сокращению, а также меры по адаптации к изменениям климата.

Воздействие ТЭС на окружающую среду может регулироваться использованием комплекса мероприятий: выбором соответствующего места расположения электростанций, мощности ТЭС и вида сжигаемого топлива, использованием экологически приемлемого технологического оборудования и современных методов сжигания топлива, применением эффективных способов очистки дымовых газов от золы, оксидов серы и азота, рассеиванием остаточных выбросов в атмосфере.[2]

Количество образующихся в котлах ТЭС летучей золы, окислов серы и азота сильно зависят от вида и качества сжигаемого топлива. Переход от селективной добычи экибастузского угля к валовой приводит вследствие увеличения зольности и снижения калорийности топлива к росту выхода золы с 253 до 420 г/(кВт.ч).

В Казахстане действуют санитарно-гигиенические нормативы качества воздуха, устанавливающие максимально разовые (ПДК_{мр}) и среднесуточные (ПДК_{сс}) предельно допустимые концентрации загрязняющих веществ в приземном слое атмосферного воздуха населённых пунктов. ПДК для веществ, выбрасываемых тепловыми станциями представлены в таблице 1.1.[4]

ПДК для летучей золы установлена в зависимости от содержания в ней двуокиси кремния, содержание которой для казахстанских углей в основном больше 20%, но ниже 70%, соответствующая им ПДК_{мр} = 0,3 мг/м³; ПДК_{сс} = 0,1 мг/м³.

Таблица 1.1 –Перечень загрязняющих веществ, выбрасываемых тепловыми электрическими станциями

Код	Наименование вещества	Используемый критерий	Значение критерия	Класс опасности
0301	Азот (IV) оксид (Азота диоксид)	ПДК м/р	0,0850000	2
0304	Азот (II) оксид (Азота оксид)	ПДК м/р	0,4000000	3
0328	Углерод черный (Сажа)	ПДК м/р	0,1500000	3

Продолжение таблицы 1.1.

0330	Сера диоксид	ПДК м/р	0,5000000	3
0337	Углерод оксид	ПДК м/р	5,0000000	4
0703	Бенз/а/пирен (3,4-Бензпирен)	ПДК с/с	0,0000010	1
2902	Взвешенные вещества	ПДК м/р	0,5000000	3
2904	Мазутная зола электростанций	ПДК с/с	0,0020000	2
2908	Пыль неорганическая: 70-20% SiO ₂	ПДК м/р	0,3000000	3
2909	Пыль неорганическая: до 20% SiO ₂	ПДК м/р	0,5000000	3

Данные вещества пагубно влияют на окружающую среду и здоровье населения, в таблице 1.2. представлено влияние ЗВ на организм человека.

Таблица 1.2 - Характеристика основных загрязнителей атмосферного воздуха

Атмосферные загрязнители	Источники	Влияние на здоровье человека
Взвешенные вещества	Образуются при сжигании ископаемых и других видов топлива; при неполном сгорании топлива на транспорте, на тепловых электростанциях, на предприятиях, выпускающих строительные материалы (бетон, древесина), при почвенной эрозии, при сдуве с асфальтных покрытий и др.	Вызывают поражение дыхательных путей злокачественными новообразованиями. Влияют на респираторный тракт и на другие органы за счет токсичного воздействия входящих в состав частиц компонентов. Вызывают нарушение системы дыхания (bronхи, легкие) и кровообращения.
Двуокись серы	Поступает в атмосферу при сгорании топлива, содержащего серу (в первую очередь угля и тяжелых фракций нефти). Главным источником диоксида серы являются электростанции, котельные предприятия металлургии.	Раздражает верхние дыхательные пути. Отмечается действие на слизистые оболочки носоглотки, трахеи и бронхов.
Бенз(а)пирен	Образуются при сжигании ископаемых и других видов Топлива.	Оказывает канцерогенное, мутагенное и тератогенное действие.
Диоксид азота оксид азота	Образуется при сгорании топлива при очень высоких температурах и избытке кислорода. Основными источниками являются: выхлопные газы автомобилей, выбросы ТЭЦ, сжигание твердых отходов, сгорание газа.	Оксиды азота являются серьезными атмосферными загрязнителями в связи с их высокой токсичностью, вызывают изменения состава крови, уменьшая содержание в крови гемоглобина, влияют на органы зрения, раздражают нижний отдел дыхательной системы, особенно легочную ткань. Повышает предрасположенность к острым респираторным заболеваниям, пневмонии.
Оксид углерода	Основными источниками являются: выхлопные газы автомобилей (образуется при неполном сгорании углеводородного топлива при недостаточных температурах или плохой настройке системы подачи воздуха в двигателях внутреннего сгорания), выбросы ТЭЦ, сжигание древесины, ископаемого топлива, табака, при сжигании твердых отходов и частичном анаэробном разложении органики.	Снижает способность крови переносить кислород к тканям. Приводит к нарушению психомоторных функций, к нарушению сердечной деятельности дыхания, головной боли, сонливости тошноте.

Энергетическому производству сопутствуют также различные загрязнённые стоки, связанные с процессом водоподготовки, консервации и промывки оборудования, гидротранспортом твёрдых отходов и другие.

В результате сжигания всех видов твёрдого топлива образуется значительное количество золошлаковых отходов, часть из них используется для производства строительных материалов. Складирование золошлаковых отходов требует отвода значительных площадей золоотвала, которые являются потенциальными источниками загрязнения атмосферного воздуха при пылении, грунтовых и поверхностных вод, а также почв и растительности при фильтрации золы через основание и дамбы золоотвала.

За рубежом государственным законодательством для тепловых электростанций установлены нормативы выбросов, выраженные в г/МДж, кг/т удельного топлива либо в виде концентраций вредных веществ, мг/м³, в уходящих газах. Концентрации загрязняющих веществ в уходящих дымовых газах определены при нормальных условиях, при коэффициенте избытка воздуха для угольных котлов 1,4, для газомазутных 1,17. В США допустимые выбросы оксидов серы изменяются в зависимости от содержания серы в угле.

Освоенная в промышленном масштабе очистка дымовых газов на отечественных ТЭС до настоящего времени ограничивается лишь улавливанием летучей золы. Достигнутая в отрасли средняя степень золоулавливания составляет 94% и не может быть признана удовлетворительной. В США этот показатель составляет 97- 98%, т.е. доля исходной золы, выбрасываемой в атмосферу, в 2-3 раза меньше. На многих крупных зарубежных ТЭС эффективность золоулавливания с помощью электрофильтров равна 99,0-99,7%. Для уменьшения выбросов золы необходимо не только оснащать новые ТЭС золоулавливающими установками с эффективностью до 99,8%, но и модернизировать большое количество установок всех типов на действующих ТЭС.

Выпускаемые промышленностью приборы не обеспечивают возможности надёжного автоматического контроля выбросов и корректировки режимов эксплуатации для удовлетворения экологических требований. [2]

Климатические условия

Климат г. Алматы резко-континентальный с продолжительным теплым периодом года и с резкими сменами похолоданий и оттепелей в зимний период.

Средняя температура наиболее холодной пятидневки - минус 25⁰С, средняя максимальная самого жаркого месяца - плюс 29,7⁰С, абсолютная минимальная температура - минус 38⁰С, максимальная - плюс 43⁰С. Продолжительность отопительного периода - 167 суток.

Среднемесячные температуры воздуха [6], относительная влажность и величина испарения с водной поверхности [7] приведены в таблице 2.1.1.

Таблица 2.1.1 - Среднемесячные температуры воздуха, относительная влажность и испарение.

Показатели	месяцы												год
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	
Температура, °С	6,8	5,1	,9	0,7	6,2	0,9	3,1	2,3	7,0	,6	,1	4,4	,9
Влажность, %	2	2	2	8	5	0	1	0	6	0	3	4	9
Испарение, мм	3	2	5	2	24	42	91	79	25	7	1	6	67

Из таблицы 2.1.1 видно, что для рассматриваемого района характерно резкое нарастание температур в апреле и резкое падение - в ноябре.

Скорости ветра в Алматы незначительны и колеблются от 1 до 2 м/с. Усиление ветра наблюдается в летние месяцы и ослабление до штилевых значений зимой. В это время года происходит застаивание притекающих с севера масс воздуха, способствующих развитию вдоль гор зимних инверсий, которые придают устойчивость приземным слоям атмосферы. Суммарная повторяемость штилей и очень слабых ветров составляет 59%. Зимой такие условия погоды наблюдаются в 77% случаев. В окрестностях города продолжительность штилевой погоды сокращается. Ветровая характеристика района по данным наблюдений на объединенной гидрометеорологической станции (ОГМС) Алматы, расположенной в южной части города, практически в его центре, на территории, застроенной высотными домами, несколько отличается от ветра в северной части города.

Скорость ветра, повторяемость которой не превышает 5%, составляет 3 м/с.

Скорость ветра более 10 м/с наблюдается редко, их вероятность составляет, как правило, не более 1-3%.

Сильные ветры (15 м/с и более) в Алматы наблюдаются в среднем до 15 дней за год. Зимой сильный ветер бывает 1-3 дня за 10 лет, летом - 2-3 дня ежегодно, преимущественно во второй половине дня, и часто носит характер шквалов, сопровождающихся пыльными бурями.

В таблице 2.1.2. представлены повторяемость и скорость ветра по направлениям для г. Алматы по данным многолетних наблюдений. На рисунках 2.1.1 и 2.1.2. представлены розы ветров по повторяемости и скорости ветра.

Таблица 2.1.2-Повторяемость и скорость ветра по направлениям.

Месяцы	С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ	Штиль
январь									
повторяемость, %	9	12	7	23	16	20	7	6	34
скорость, м/с	1.4	1.5	1.4	1.8	1.8	1.9	1.7	1.3	
июль									
повторяемость, %	5	11	6	45	17	8	4	4	13
скорость, м/с	1.9	2.0	1.6	2.8	2.8	2.4	2.2	1.9	
год повторяемость, %	8	12	6	35	15	11	7	6	21

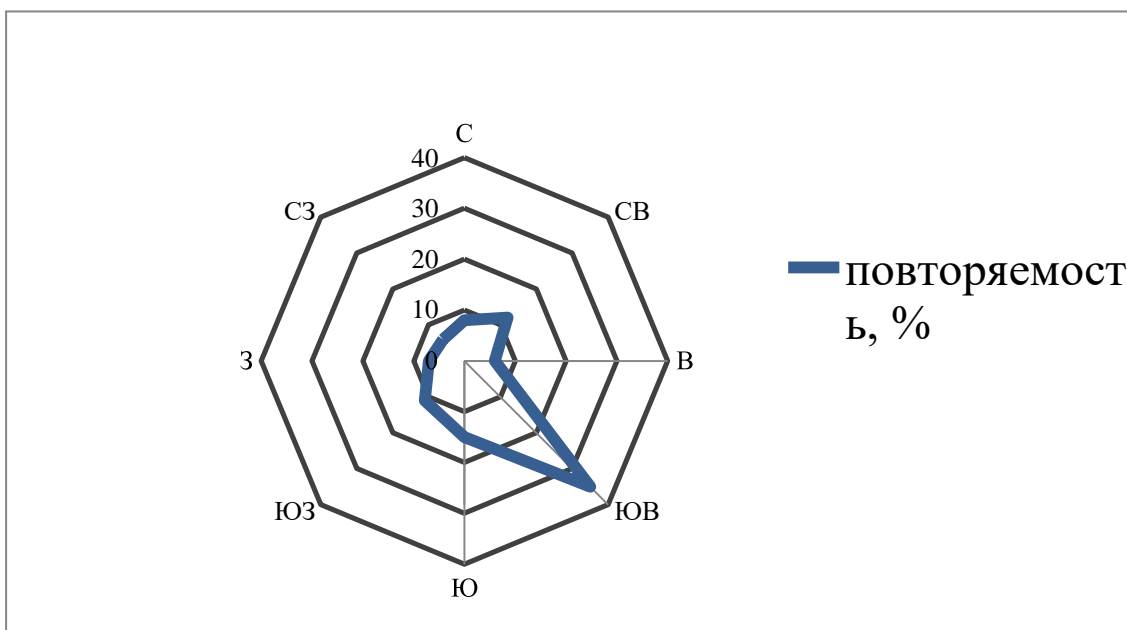


Рисунок 2.1.1 –Роза повторяемости ветров, %.

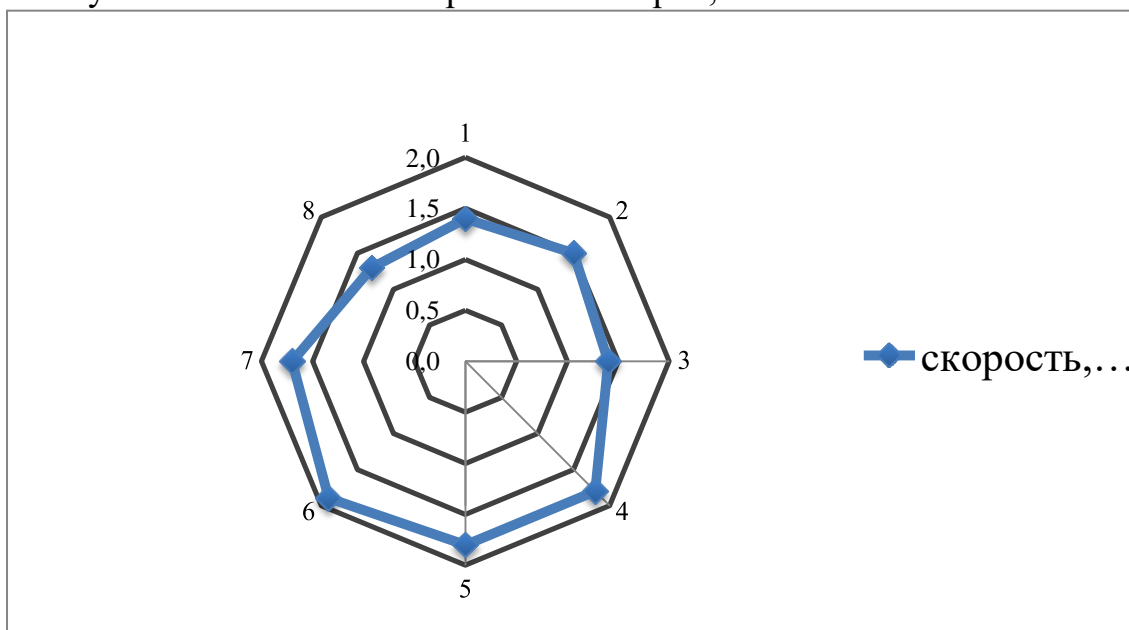


Рисунок 2.1.2- Скорость ветра, м/с.

Преобладающими являются ветры южных направлений (юго-восточного, южного, юго-западного).

Среднемесячное и годовое количество осадков (мм) по данным многолетних наблюдений на метеостанции Алматы ОГМС приведено в таблице 2.1.3.

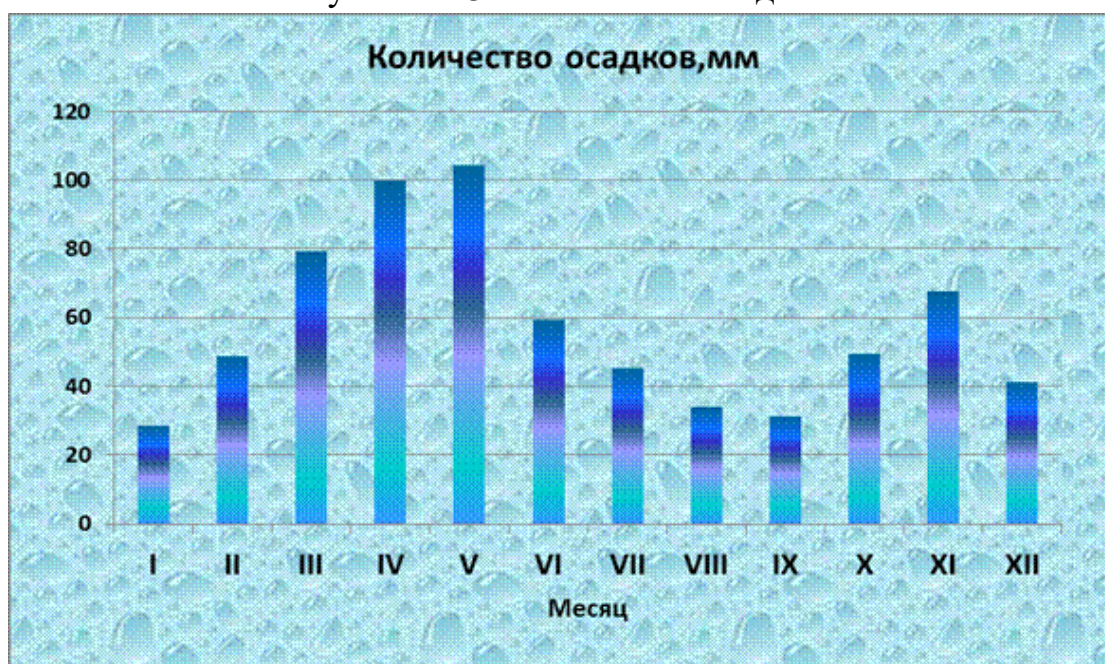
Таблица 2.1.3-Количество осадков (мм)

Месяцы	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	год
Алматы	0	0	6	8	7	0	0	6	8	1	1	4	11

Из приведенных данных видно, что максимальное количество осадков выпадает весной (43%), летом их вдвое меньше (20%); осень и зима укладываются в пределы 15-22%.

Летние дожди носят преимущественно ливневый характер. Суточный максимум осадков по наблюдениям на МС Алматы ОГМС равен 74 мм.

Рисунок 2.1.3- Количество осадков в г. Алматы



В среднем в г. Алматы за год бывает 40 дней со снегом. За это время высота снежного покрова достигает 80 см, что составляет 14% общей годовой суммы. Глубина промерзания грунтов составляет 140 см, что временно затрудняет свободный влагообмен между атмосферой и зоной аэрации, прекращается инфильтрационное питание подземных вод.

Первый снежный покров, как правило, быстро исчезает и в течение месяца отмечается несколько его становлений. С декабря снежный покров ложится в зиму и сохраняется около 100 дней.

Грозы в г. Алматы и его окрестностях - довольно распространенное

явление. Грозовой период наблюдается в среднем от 23 до 45 дней. Основной период грозовой деятельности в городе - с апреля по сентябрь. Грозы не отличаются большой продолжительностью.

Град - редкое явление в этом районе. В среднем в году отмечается 1-2 дня с градом. Продолжительность выпадения града невелика, в среднем 7 минут.

Одной из важных характеристик климата г. Алматы являются туманы, которые наблюдаются преимущественно в холодное время года. Число дней с туманом в городе и его окрестностях составляет от 48 до 70 в год.

Метели в окрестностях г. Алматы, где преобладает штилевая погода и погода со слабыми ветрами, явление очень редкое.

Продолжительность солнечного сияния (район г. Алматы) достигает 2000 часов. Это создает предпосылки для интенсивного испарения влаги с открытых водоемов и поверхности суши, что, в свою очередь, вызывают явления, связанные с засолением почвенных грунтов и неглубоко залегающих подземных вод.

В целом следует отметить, что географическое расположение города в предгорьях хребтов Заилийского Алатау и сложные климатические условия района создают предпосылки для накопления в атмосфере города загрязняющих веществ и создания высокого фонового загрязнения как промышленными выбросами, так и выбросами от автотранспорта.

Фоновое загрязнение атмосферы г. Алматы регистрируется системой государственного контроля. Контроль осуществляется на пяти стационарных постах наблюдения. Наблюдения проводятся по четырем следующим загрязняющим веществам: диоксиду азота, диоксиду серы, оксиду углерода, пыли (взвешенные вещества). Наблюдения по группам суммирующего вредного воздействия загрязняющих веществ РГП "Казгидромет" не проводятся.

В таблице 2.3.1 приведены значения существующих фоновых концентраций ЗВ, которые установлены с учетом данных наблюдений за 2004÷2009 г.г. в г. Алматы, для района расположения стационарного поста наблюдения (СПН) №12 (ул. Наурызбай Батыра и пр. Райымбека) по данным РГП "Казгидромет" №01-02/556 от 14.04.2009 г.

Для г. Алматы основными загрязнителями атмосферного воздуха выступают диоксид азота (NO_2), диоксид серы (SO_2), оксид углерода (CO) и взвешенные вещества, именно они в основном и определяют экологический риск загрязнения атмосферы и негативно влияют на здоровье человека. Фоновые концентрации представлены с учетом вклада действующей ТЭЦ-2.

Таблица 2.3.1 -Уровень существующего фоновое загрязнение атмосферного воздуха г. Алматы (СПН №12)

	Концентрация загрязняющих веществ, доли ПДК			
	пыль (ПДК=0,5 мг/м ³)	диоксид азота (ПДК=0,085 мг/м ³)	диоксид сер (ПДК=0,5 мг/м ³)	оксид углерода (ПДК=5 мг/м ³)
Концентрация С _ф				
- мг/м ³	00,6072	0,2292	0,0340	9,2533
- доли ПДК	1,2144	1,146	0,0272	1,8507

Как видно из приведенных данных, существующее фоновое загрязнение атмосферы г. Алматы в районе расположения СПН №12 не превышает санитарные нормативы по диоксиду серы. наблюдается превышение ПДК по диоксиду азота, по взвешенным веществам, по оксиду углерода.

• нового энергоисточника на базе газотурбинных технологий».

Характеристика источников выбросов

Основные источники загрязнения атмосферы: 4 дымовые трубы (H=80 м, d=4,3 м). При сжигании топлива из дымовых труб выделяются пыль неорганическая с содержанием диоксида силициума 20-70% (зола угля), серы диоксид, углерода оксид, азота оксиды, зола мазутная и бенз(а)пирен.

Основными источниками выделения ТЭЦ-2 являются шесть паровых котлов БКЗ-420-140, работающих на угле Екибастузского угольного бассейна, в качестве растопочного топлива используется мазут, в начале и конце отопительного сезона работает на избытках природного газа; два турбоагрегата ПТ-60-90 с производственными и теплофикационными отборами пара, один турбоагрегат Р-25-90; семь водогрейных котлов ПТВМ-100, основное топливо – природный газ, резервное – мазут.

Оборудование было введено в эксплуатацию с 1960 по 1996 годы. В связи с тем, что котлы изготавливались и вводились в эксплуатацию в разное время, они имеют по некоторым узлам отличные друг от друга конструкции.

Для организации двухступенчатого сжигания и снижения выхода окислов азота с 1990 г ода котлы реконструируются с установкой сопел третичного воздуха, через которые, в количестве 15 % от вторичного воздуха, подается воздух в объем топочной камеры. Сопла смонтированы на 1 м выше основных горелок. Подача третичного воздуха в количестве 15 тыс. м³/ч в технико-экономических показателях работы котла играет отрицательную роль: КПД снижается с 88,4 до 88,33%, но при этом имеет место снижение величины эмиссии окислов азота с 846 до 805 мг/м³.

4. Расчет выбросов загрязняющих веществ на атмосферный воздух 4.1. Методика расчета выбросов загрязняющих веществ от тепловых электростанций

Расчет выбросов загрязняющих веществ производится согласно РД 34.02.305-98 «Методика определения валовых выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от котельных установок ТЭС». При проведении расчетов использовался метод инструментальных замеров. При расчете выбросов необходимо учитывать объемов дымовых газов.

Расчет объемов дымовых газов. Максимальный разовый объем дымовых газов определяем по формуле:

$$V_{\text{до}} = V_{\text{г}} + (\alpha_{\text{д}} - 1) \times V_{\text{в}} \quad (4.1)$$

$$V_{\text{до}} = \{V_{\text{с}} \times [V_{\text{г}} + (\alpha_{\text{д}} - 1) \times V_{\text{в}}] \times (t_{\text{д}} + 273) / 273\} \times 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}$$

$V_{\text{с}}$ - максимальный разовый расход топлива, г/с;

$V_{\text{г}}^{\circ}$ - теоретический объем дымовых газов, образующихся при сжигании топлива, $\text{м}^3/\text{кг}$;

$V_{\text{в}}^{\circ}$ - теоретический объем сухого воздуха, необходимого для полного сжигания 1 кг топлива, $\text{м}^3/\text{кг}$;

$\alpha_{\text{д}}$ - коэффициент избытка воздуха за дымососом; $t_{\text{д}}$ - температура уходящих газов за дымососом, $^{\circ}\text{C}$.

Теоретический объем сухого воздуха определяем по формуле:

$$V_{\text{в}}^{\circ} = 0,0889C^{\text{P}} + 0,0333S^{\text{P}} + 0,265H^{\text{P}} - 0,0333O^{\text{P}}, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (4.2)$$

Объем водяных паров определяем по формуле: Теоретический объем

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,111H^{\text{P}} + 0,0124W^{\text{P}} + 0,0161V_{\text{в}}^{\circ}, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (4.3)$$

дымовых газов определяем по формуле:

$$V_{\text{г}}^{\circ} = 0,01866(C^{\text{P}} + 0,375S^{\text{P}}) + 0,79V_{\text{в}}^{\circ} + 0,0008N_{\text{P}} + V_{\text{H}_2\text{O}}, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (4.4)$$

Объем сухих газов при $\alpha = 1,4$ и $t = 0^{\circ}\text{C}$ определяется по формуле:

$$V_{\text{сг}}^{1,4} = (V_{\text{г}}^{\circ} - V_{\text{H}_2\text{O}}) + (1,4 - 1) \times (1 - 0,0161) \times V_{\text{в}}^{\circ}, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (4.5)$$

Расчет выбросов газообразных составляющих производится методом инструментальных замеров.

Расчет выбросов окислов азота (г/с, т/год) производится по формулам:

$$M_{NOx} = C_{NOx} \times V^{1,4} \text{сг} \times V_p \times K \times 10^{-6}, \text{ для угля}; \quad (4.6)$$

$$M_{NOx} = C_{NOx} \times V^{1,4} \text{сг} \times B \times K \times 10^{-6}, \text{ для мазута}, \quad (4.7)$$

где

K - коэффициент трансформации оксидов азота в диоксид азота в атмосфере, для расчета выбросов NO_2 $K=0,8$, для расчета выбросов NO $K=0,13$;

V_p - расчетный расход натурального топлива (для угля), г/с;
т/год;

B - расход топлива (для мазута); т/год;

$C_{NOx \text{ ср}}$, $C_{NOx \text{ макс}}$ - средние и максимальные концентрации оксидов азота замеров. Расчет выбросов оксида углерода (г/с, т/год) производится по формулам:

дымовых газов при $\alpha = 1,4$, мг/м³, принята по результатам инструментальных

$$M_{CO} = C_{CO} \times V^{1,4} \text{сг} \times B \times 10^{-6}, \text{ для угля};$$

$$M_{CO} = C_{CO} \times V^{1,4} \text{сг} \times B \times 10^{-6} \times 0,3, \text{ для мазута},$$

где

C_{CO} - концентрация оксида углерода в отработавших газах,

B - расход топлива, т/год, г/с.

Расчет выбросов оксидов серы, выбрасываемых с дымовыми газами при сгорании топлива, выполняется по формуле:

$$M_{SO_2} = 0,02 \times B \times S^p \times (1 - \eta'_{SO_2}) \times (1 - \eta''_{SO_2}) \times (1 - \eta^c_{n/n}), \quad (4.9)$$

где

B - расход топлива, т/год, г/с;

S^p - содержание серы в топливе, %.

η'_{SO_2} - доля оксидов серы, связываемых летучей золой топлива, η''_{SO_2} - доля оксидов серы, улавливаемых в золоуловителе.

SO₂ - доля оксидов серы, улавливаемых в сероулавливающей установке;

n₀, n_к - длительность работы сероулавливающей установки и котла соответственно, ч/год.

Расчет выбросов *твердых частиц* производится теоретическим методом.

Расчет выбросов *пыли неорганической, содержащей двуокись кремния (SiO₂) 70-20%* производится по формуле:

$$M_3 = [B \times A^P / (100 - \Gamma_{\text{ун}})] \times a_{\text{ун}} \times (1 - \eta_{\text{зуу}}), \text{ г/с; т/год} \quad (4.10)$$

где

B - расход натурального топлива, г/с; т/год; A^P - зольность топлива на рабочую массу, %; Γ_{ун} - содержание горючих в уносе, %;

a_{ун} - доля золы, уносимой газами из котла, = 0,95;

η_{зуу} - доля твердых частиц, улавливаемых в золоуловителе.

Расчет выбросов *мазутной золы* производится по формуле:

$$M_{V_{2O5}} = 10^{-6} \times G_{V_{2O5}} \times B \times (1 - \eta_{\text{ос}}) \times (1 - \eta_{\text{зуу}}), \text{ г/с; т/год} \quad (4.11)$$

где

B - расход натурального топлива, г/с; т/год (приложение 4); A^P - зольность топлива на рабочую массу, % (приложение 4); η_{зуу} - доля твердых частиц, улавливаемых в золоуловителе.

η_{ос} - коэффициент оседания оксидов ванадия на поверхностях нагрева котлов, 0,05 для котлов без промежуточных пароперегревателей;

G_{V_{2O5}} - содержание ванадия в жидком топливе; Из формулы 4.11

$$G_{V_{2O5}} = 2222 \times A^P \quad (4.12)$$

следует:

$$M_{V_{2O5}} = 10^{-6} \times 2222 \times A^P \times B \times (1 - \eta_{\text{ос}}) \times (1 - \eta_{\text{зуу}}), \text{ г/с; т/год} \quad (4.13)$$

Концентрация *бенз(а)пирена* в сухих дымовых газах котлов за золоуловителями при факельном сжигании углей C_т (мкг/м³), приведенная к избытку воздуха в газах a = 1,4, рассчитывается по формуле:

$$C_{\text{т}} = \frac{A \cdot Q_i^{\text{r}}}{e^{1,5 a \text{r}} \cdot K_{\text{д}} \cdot K_{\text{з}}}, \quad (4.14)$$

где

A - коэффициент, характеризующий конструкцию нижней части топки:

· при жидком шлакоудалении A = 0,378;

· при твердом шлакоудалении A = 0,521;

Q^r_i - низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг;

a_т - коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания на

выходе из топки;

K_d - коэффициент, учитывающий нагрузку котла;

$K_{зy}$ - коэффициент, учитывающий степень улавливания бенз(а)пирена золоуловителями.

$$K_d = (D_{\phi}/D_n)^{1,1}, \quad (4.15)$$

где

D_{ϕ} - фактическая нагрузка котла, кг/с; D_n - номинальная нагрузка котла, кг/с;

$$K_{зy} = 1 - h_{зy} \cdot Z/100, \quad (4.16)$$

где

$h_{зy}$ - КПД золоуловителя (по золе), %;

Z - коэффициент, учитывающий снижение улавливающей способности бенз(а)пирена золоуловителями:

- для сухих аппаратов $Z = 0,7$;
- для мокрых аппаратов $Z = 0,8$. [8]

4.2. Расчет выбросов загрязняющих веществ в атмосферу тепловой электрической станции

Исходными данными для расчета является топливный баланс предприятия, объем дымовых газов при сжигании каждого вида топлива, параметры сжигаемого топлива.

Таблица 4.2.1 – Расход топлива за расчетный период паровыми котлами

Топливо	Ед. измерения	Энергетические котлы БКЗ-160-100						Всего по ЭК
		№8	№9	№10	№11	№12	№13	
Уголь	т/год	17344	25580	32576	22403	34723	28104	160730
Газ	тыс.м ³ /год	25805	19266	17797	22985	29640	34238	149731
Мазут	т/год	66	77	668	663	666	69	409

Таблица 4.2.2 – Расход топлива за расчетный период водогрейными котлами

Топливо	Ед. измерения	Водогрейные котлы ПТВМ-100						Всего по ЭК
		№8	№9	№10	№11	№12	№13	
Газ	тыс.м ³ /год	5805	9266	7797	2985	9640	4238	149731

Среднегодовые значения характеристик сжигаемого топлива для

производства тепловой и электрической энергии представлены в таблице 4.2.3.

Расчет выбросов загрязняющих веществ произведен Программой «Котельные-ТЭС» фирмы «Интеграл» Санкт-Петербург. Программа

«Котельные-ТЭС» предназначена для расчета максимально-разовых и валовых выбросов вредных веществ от паровых котлов паропроизводительностью от 30 т/ч и водогрейных котлов мощностью от 35 МВт (30 Гкал/ч).

Таблица 4.2.3- Характеристика топлива, используемого на ТЭЦ-1

Вид топлива	Характеристика топлива	Обозначение	Среднегодовое значение
Уголь	зольность	A^r	25
	сера	S^r	0,55
	влага	W^r	8,5
	низшая теплота сгорания, ккал/кг	Q^r	5068
Мазут	зольность	A^r	0,22
	сера	S^r	0,31
	низшая теплота сгорания, ккал/кг	Q^r	9596
Газ	низшая теплота сгорания, ккал/кг	Q^r	8138

Программа основана на РД 34.02.305-98 «Методика определения валовых выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от котельных установок ТЭС».

Результаты расчета объема газовоздушной смеси (ГВС) представлены в таблице 4.2.4.

Таблица 4.2.4 – Максимально-разовый объем дымовых газов в период зимнего максимума ТЭЦ-2

Номер котла	Расход топлива, кг/с	α_d	$t_d, ^\circ\text{C}$	V^0_{Γ}	V^0	Объем ГВС, м ³ /с
Энергетические котлы						
8	6,111	1,4	70	5,95	5,51	62,6
9	6,111	1,4	70	5,95	5,51	62,6
10	6,111	1,4	70	5,95	5,51	62,6
труба № 5	18,333					187,8
11	6,111	1,4	70	5,95	5,51	62,6
12	6,111	1,4	70	5,95	5,51	62,6
13	6,111	1,4	70	5,95	5,51	62,6
труба №7	18,333					187,8
Всего ЭК	36,666					375,6
Водогрейные котлы						
1	2,471	1,6	140	11,5	10,66	66,9
2	2,471	1,6	140	11,5	10,66	66,9
3	2,471	1,6	140	11,5	10,66	66,9
4	2,471	1,6	140	11,5	10,66	66,9
труба № 6	9,884					267,6
5	2,471	1,6	140	11,5	10,66	66,9
6	2,471	1,6	140	11,5	10,66	66,9
7	2,471	1,6	140	11,5	10,66	66,9
труба №8	7,413					200,7
Всего ВК	17,297					468,3

Расчет выбросов производился для каждого котельного агрегата и для каждого вида сжигаемого топлива.

Расчет для котельного агрегата № 8:

Выбросы при сжигании угля.

Расчет выбросов газообразных составляющих.

Оксиды азота.

Коэффициент пересчета (k_{Π}). $k_{\Pi} = 0.000001$ (для валового);

$k_{\Pi} = 0.000278$ (для максимально-разового).

Выброс оксидов азота (M_{NO_x} , M_{NO_x}'). $M_{NO_x} = C_{NO_x} * V_{cr} * B_p * k_{\Pi} = 50.065059$ [т/год]; $M_{NO_x}' = C_{NO_x}' * V_{cr}' * B_p' * k_{\Pi} = 30.0124785$ [г/с]; $M_{NO} = 0.13 * M_{NO_x} = 6.508458$ [т/год];

$M_{NO}' = 0.13 * M_{NO_x}' = 3.9016222$ [г/с]; $M_{NO_2} = 0.8 * M_{NO_x} = 40.052047$ [т/год]; $M_{NO_2}' = 0.8 * M_{NO_x}' = 24.0099828$ [г/с].

Оксид углерода.

Коэффициент пересчета (k_{Π}):

$k_{\Pi} = 0.000001$ (для валового);

$k_{\Pi} = 0.000278$ (для максимально-разового).

Выброс оксида углерода (M_{CO}, M_{CO}').

$M_{CO} = C_{CO} * V_{сг} * B_p * k_{\Pi} = 10.013012$ [т/год]; $M_{CO}' = C_{CO}' * V_{сг} * B_p' * k_{\Pi} = 3.0895198$ [г/с].

Диоксид серы.

Коэффициент пересчета (k_{Π}). $k_{\Pi} = 0.000001$ (для валового);

$k_{\Pi} = 0.000278$ (для максимально-разового).

Выброс диоксида серы (M_{SO_2}, M_{SO_2}'). $M_{SO_2} = C_{SO_2} * V_{сг} * B_p * k_{\Pi} = 187.743970$ [т/год]. $M_{SO_2}' = C_{SO_2}' * V_{сг} * B_p' * k_{\Pi} = 57.3767971$ [г/с].

Расчет выбросов твердых частиц.

Расчет суммарного выброса твердых частиц ($M_{тв}, M_{тв}'$).

$M_{тв} = B * Ar / (100 - \Gamma_{уН}) * A_{уН} * (1 - v_3) = 39.230476$ [т/год]; $M_{тв}' = B' * Ar' / (100 - \Gamma_{уН}) * A_{уН}' * (1 - v_3) = 13.8227513$ [г/с]; *Расчет количества летучей золы (M_3, M_3').*

$M_3 = 0.01 * B * Ar * A_{уН} * (1 - v_3) = 32.953600$ [т/год]; $M_3' = 0.01 * B' * Ar' * A_{уН}' * (1 - v_3) = 11.61111111$ [г/с].

Расчет количества коксовых остатков при сжигании твердого топлива (M_K, M_K').

$M_K = M_{тв} - M_3 = 6.276876$ [т/год]; $M_K' = M_{тв}' - M_3' = 2.2116402$ [г/с];

Выброс бенз/а/пирена ($M_{бенз}, M_{бенз}'$).

$M_{бенз} = B * V_{сг} * C * 10^{-6} = 0.036776$ [т/год]; $M_{бенз}' = B' * V_{сг}' * C' * 10^{-6} * 10^{-3} = 0.0000134$ [г/с].

Выбросы при сжигании мазута.

Расчет выбросов газообразных составляющих. Оксиды азота.

Коэффициент пересчета (k_{Π}). $k_{\Pi} = 0.000001$ (для валового);

$k_{\Pi} = 0.000278$ (для максимально-разового).

Выброс оксидов азота (M_{NO_x}, M_{NO_x}'). $M_{NO_x} = C_{NO_x} * V_{сг} * B_p * k_{\Pi} = 0.371961$ [т/год]; $M_{NO_x}' = C_{NO_x}' * V_{сг}' * B_p' * k_{\Pi} = 11.9542644$ [г/с]; $M_{NO} = 0.13 * M_{NO_x} = 0.048355$ [т/год];

$M_{NO}' = 0.13 * M_{NO_x}' = 1.5540544$ [г/с]; $M_{NO_2} = 0.8 * M_{NO_x} = 0.297569$ [т/год]; $M_{NO_2}' = 0.8 * M_{NO_x}' = 9.5634115$ [г/с].

Оксид углерода.

Коэффициент пересчета (k_{Π}). $k_{\Pi} = 0.000001$ (для валового);

$k_{\Pi} = 0.000278$ (для максимально-разового);

Выброс оксида углерода (M_{CO}, M_{CO}').

$M_{CO} = C_{CO} * V_{сг} * B_p * k_{\Pi} = 0.044635$ [т/год] $M_{CO}' = C_{CO}' * V_{сг}' * B_p' * k_{\Pi} = 1.7077521$ [г/с]

Диоксид серы.

Коэффициент пересчета (k_{Π}). $k_{\Pi} = 0.000001$ (для валового);

$k_{\Pi} = 0.000278$ (для максимально-разового). Выброс диоксида серы (M_{SO_2} , M_{SO_2}').

$$M_{SO_2} = C_{SO_2} * V_{сг} * B_p * k_{\Pi} = 0.357083 \text{ [т/год]}; M_{SO_2}' = C_{SO_2}' * V_{сг} * B_p' * k_{\Pi} = 16.3944198 \text{ [г/с]}.$$

Расчет выбросов твердых частиц.

Расчет суммарного выброса твердых частиц ($M_{тв}$, $M_{тв}'$).

$$M_{тв} = B * A_r / (100 - \Gamma_{у\text{н}}) * A_{у\text{н}} * (1 - V_3) = 0.008145 \text{ [т/год]}; M_{тв}' = B' * A_r' / (100 - \Gamma_{у\text{н}}) * A_{у\text{н}} * (1 - V_3) = 0.3736566 \text{ [г/с]}.$$

Расчет количества летучей золы (M_3 , M_3')

$$M_3 = 0.01 * B * A_r * A_{у\text{н}} * (1 - V_3) = 0.006842 \text{ [т/год]}; M_3' = 0.01 * B' * A_r' * A_{у\text{н}} * (1 - V_3) = 0.3138716 \text{ [г/с]};$$

Расчет количества сажи при сжигании мазута (M_k , M_k').

$$M_k = M_{тв} - M_3 = 0.001303 \text{ [т/год]}; M_k' = M_{тв}' - M_3' = 0.0597851 \text{ [г/с]}.$$

Расчет мазутной золы в пересчете на ванадий ($M_{мз}$, $M_{мз}'$)

Общая степень улавливания твердых частиц при сжигании угля $V_y = 0.992$ [%]

$$\text{Коэффициент } C = 0.5 \quad V_{зy} = V_y * C = 0.50 \text{ [%]}$$

Количество ванадия, находящегося в 1 тонне мазута (G_v)

Фактическое содержание ванадия в мазуте $A_v = 0.489$ [%] $G_v = 10000 * A_v = 4890$ [г/т].

Коэффициент пересчета (k_{Π}). $k_{\Pi} = 0.000001$ (для валового);

$k_{\Pi} = 0.000278$ (для максимально-разового);

$$M_{мз} = G_v * B * (1 - V_{oc}) * (1 - V_{зy}/100) * k_{\Pi} = 0.305082 \text{ [т/год]}; M_{мз}' = G_v' * B' * (1 - V_{oc}) * (1 - V_{зy}/100) * k_{\Pi} = 14.0069732 \text{ [г/с]}.$$

Расчет бенз/а/пирена.

$$M_{бенз} = B * V_{сг} * C * 10^{-6} = 0 \text{ [т/год]}; M_{бенз}' = B' * V_{сг}' * C * 10^{-6} * 10^{-3} = 0 \text{ [г/с]}.$$

Выбросы при сжигании газа.

Оксиды азота

Коэффициент пересчета (k_{Π}). $k_{\Pi} = 0.000001$ (для валового);

$k_{\Pi} = 0.000278$ (для максимально-разового).

Выброс оксидов азота (M_{NOx} , M_{NOx}').

$$M_{NOx} = C_{NOx} * V_{сг} * B_p * k_{\Pi} = 93.135246 \text{ [т/год]};$$

$$M_{NOx}' = C_{NOx}' * V_{сг}' * B_p' * k_{\Pi} = 10.7860757 \text{ [г/с]}; M_{NO} = 0.13 * M_{NOx} = 12.107582 \text{ [т/год]};$$

$$M_{NO}' = 0.13 * M_{NOx}' = 1.4021898 \text{ [г/с]}; M_{NO_2} = 0.8 * M_{NOx} = 74.508197 \text{ [т/год]}; M_{NO_2}' = 0.8 * M_{NOx}' = 8.6288605 \text{ [г/с]}.$$

Оксид углерода.

Массовая концентрация оксидов углерода в сухих дымовых газах

(C_{co}):

$$C_{co} = C_{co}^{\text{изм}} * \alpha_{т} / 1.4 = 60; C_{co}' = C_{co}^{\text{изм}'} * \alpha_{т}' / 1.4 = 50.$$

Коэффициент пересчета (k_{Π}). $k_{\Pi} = 0.000001$ (для валового);

$k_{\Pi} = 0.000278$ (для максимально-разового);

Выброс оксида углерода ($M_{CO}, M_{CO'}$).

$M_{CO} = C_{CO} * V_{CT} * B_p * k_{\Pi} = 18.627049$ [т/год]; $M_{CO'} = C_{CO'} * V_{CT} * B_p * k_{\Pi} = 2.1572151$ [г/с].

Расчет бенз/а/пирена

$M_{бенз} = B * V_{CT} * C * 10^{-6} = 0.000001$ [т/год]; $M_{бенз'} = B' * V_{CT} * C' * 10^{-6} * 10^{-3} = 0.000001$ [г/с].

Из полученных результатов следует вывод, что наибольший вклад в выбросы ЗВ паровые котельные агрегаты, так как на них приходится основная нагрузка. Водогрейные котлы, как вспомогательные оборудование, являются не значительными источниками выделения.

Из результатов, представленных в таблицах можно сделать вывод, что при сжигании угля образуются максимальное количество выбросов в атмосферный воздух. Газ является наиболее экологичным и предпочтительным топливом для предприятий теплоэнергетики, располагающимся вблизи либо непосредственно в населенных пунктах.

4.3. Расчет приземных концентраций загрязняющих веществ

Метеорологические условия оказывают существенное влияние на перенос и рассеивание вредных примесей, поступающих в атмосферу.

Наибольшее влияние на рассеивание вредных примесей в атмосфере оказывает режим ветра и температуры. На формирование уровня загрязнения воздуха оказывают также влияние туманы, осадки и радиационный режим.

Капли тумана поглощают примеси, причем не только вблизи подстилающей поверхности, но и из вышележащих наиболее загрязненных слоев воздуха. Вследствие этого концентрация примесей сильно возрастает в слое тумана и уменьшается над ним.

Метеорологические характеристики и коэффициенты, определяющие условия рассеивания загрязняющих веществ в атмосфере для района размещения ТЭЦ-2 приведены в таблице 4.3.1.

Таблица 4.3.1 -Основные метеорологические характеристики и коэффициенты, определяющие условия рассеивания загрязняющих веществ в атмосфере

№ п/п	Наименование характеристики	Обозначение Размерность	Величина
1.	Коэффициент, зависящий от стратификации атмосферы	A	200
2.	Коэффициент рельефа местности	K_p	I
3.	Средняя температура наружного воздуха наиболее холодного месяца	$T_3, ^\circ C$	-6,8

4.	Средняя максимальная температура наружного воздуха наиболее жаркого месяца	t °С	+29,7
6.	Скорость ветра, повторяемость которой не превышает 5%	м/с	3

Расчет приземных концентраций производится согласно «Методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий» (РНД 211.2.01.01-97 (ОНД-86)).

Максимальное значение приземной концентрации вредного вещества C_m (мг/м³) определяется по формуле:

$$(4.17) \quad c_{ж} = \frac{AMF_{жжз}}{H^2 \sqrt[3]{V_1 \Delta T}},$$

где

M – масса вредного вещества, выбрасываемого в единицу времени,

Значение коэффициента A , соответствующее неблагоприятным метеорологическим условиям, при которых концентрация вредных веществ в атмосферном воздухе максимальная, принимается для Казахстана равным 200.

F – Коэффициент, учитывающий скорость оседания веществ;

$F=1$ для газообразных веществ; при среднем эксплуатационном коэффициенте очистки выбросов не менее 90%-2; от 75-90%-2,5; менее 75% и при отсутствии очистки-3;

η – коэффициент рельефа местности; $\eta=1$ для ровной поверхности; H – высота источника, м;

V_1 – расход газовой смеси, м³/с; формула 4.2.

$$V_1 = \frac{\pi D^2}{4} w_0, \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (4.18)$$

где

D (м)- диаметр устья источника выброса; w_0 (м/с) - средняя скорость выхода газовой смеси из устья источника выброса.

ологических условиях достигает максимального значения c_m , определяется по формуле

$$(4.19) \quad x_{ж} = \frac{5-F}{4} d H,$$

Для определения приземных концентраций ЗВ произведен расчет C_m и в расчетном прямоугольнике с параметрами 8000x8000 м, шаг сетки 1000 м. В выполнении расчета приземных концентраций загрязняющих веществ были выделены расчетные точки на границе промышленной площадки и санитарно-защитной зоны. [9]

Для расчета рассеивания ЗВ учитывается одновременность работы

применяемого оборудования Расчет приведен в приложении А.

По результатам расчетов были построены карты рассеивания вредных веществ и групп суммации, представленные на рисунках 4.3.1 - 4.3.5

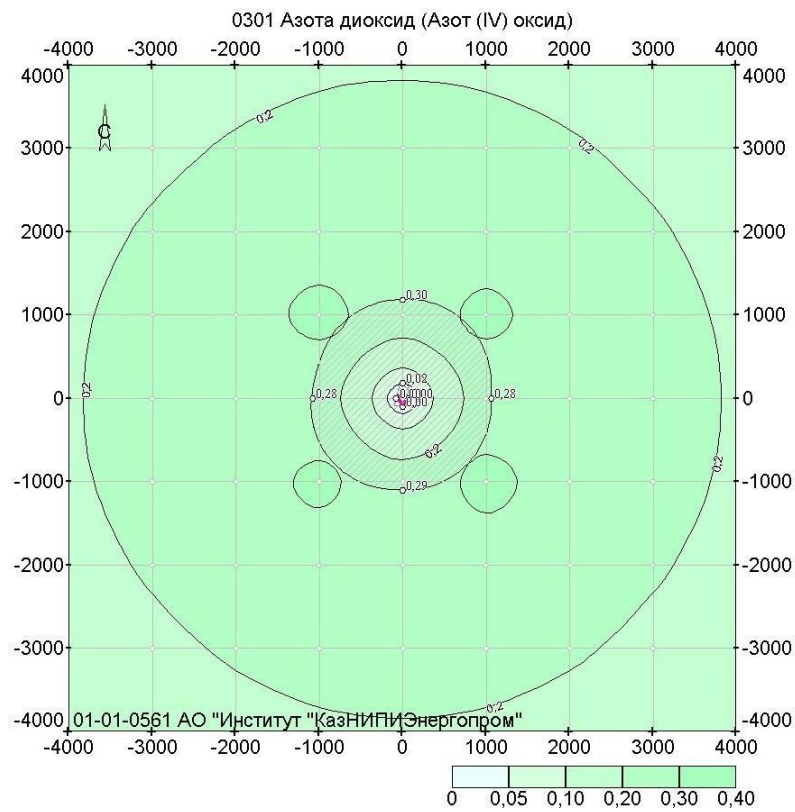


Рисунок 4.3.1 – Карта рассеивания диоксида азота (301)

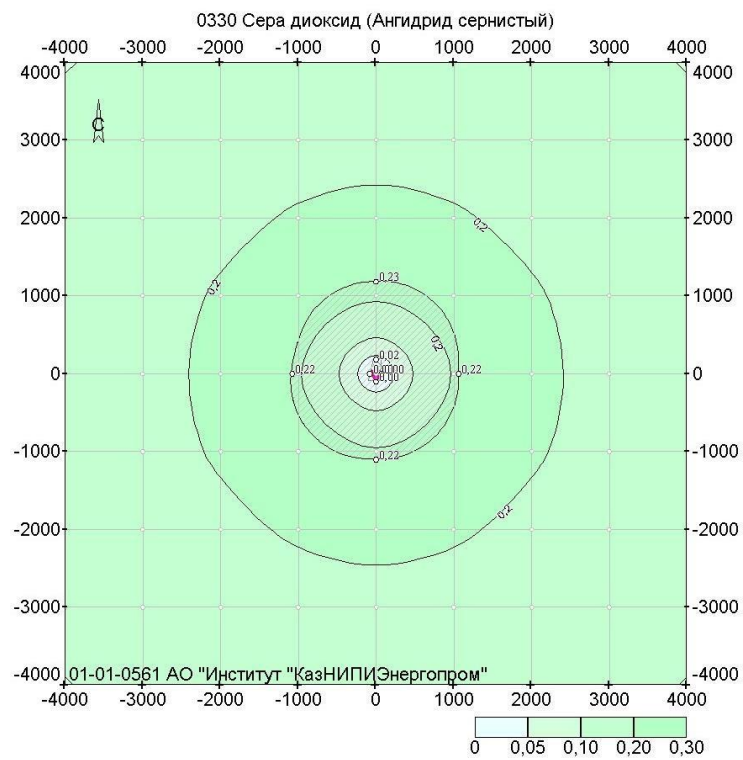


Рисунок 4.3.2 – Карта рассеивания диоксида серы (330)

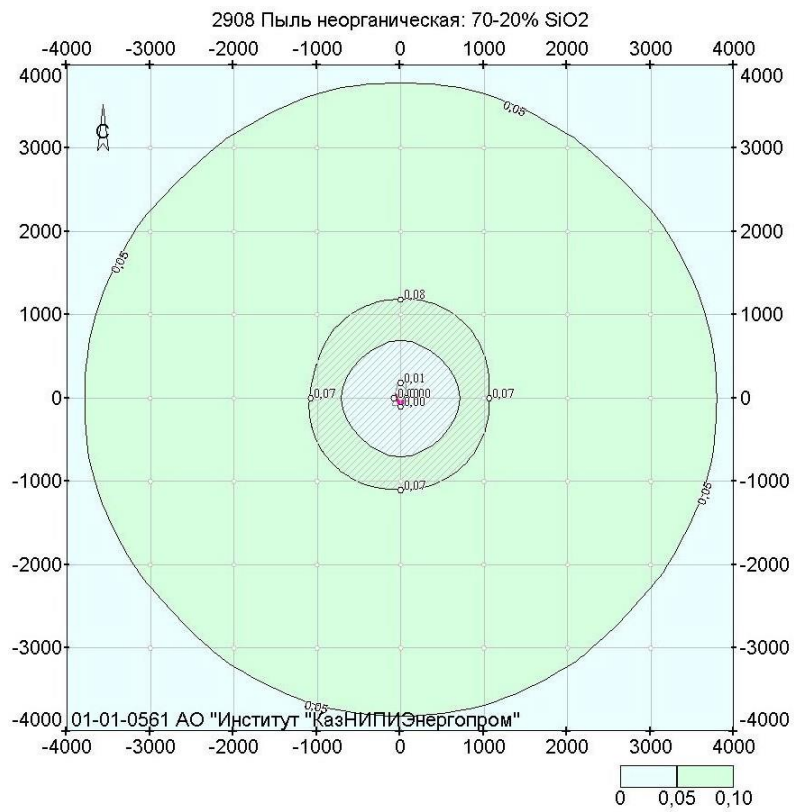


Рисунок 4.3.3 – Карта рассеивания диоксида кремния (2908)

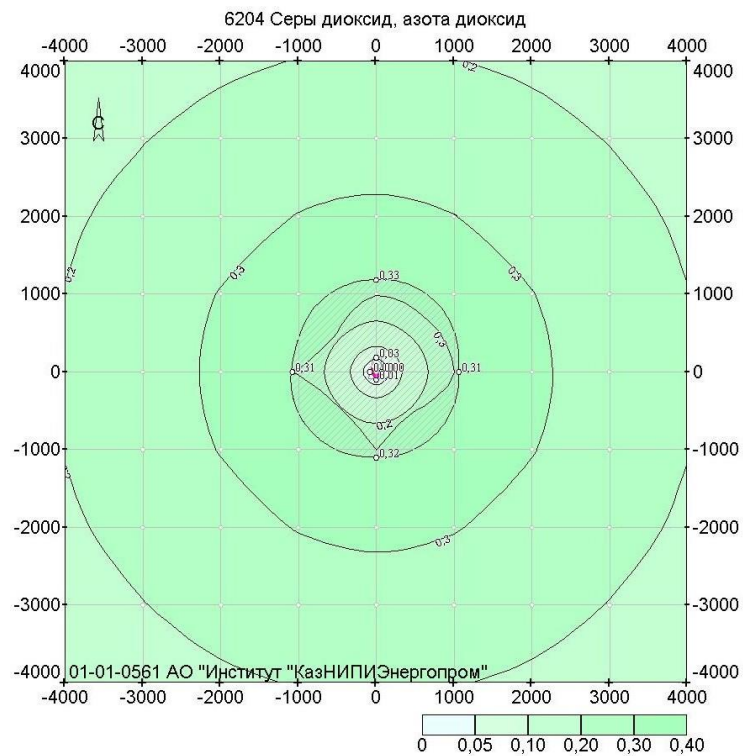


Рисунок 4.3.4 – Карта рассеивания группы суммации диоксида серы и диоксида азота (6204)

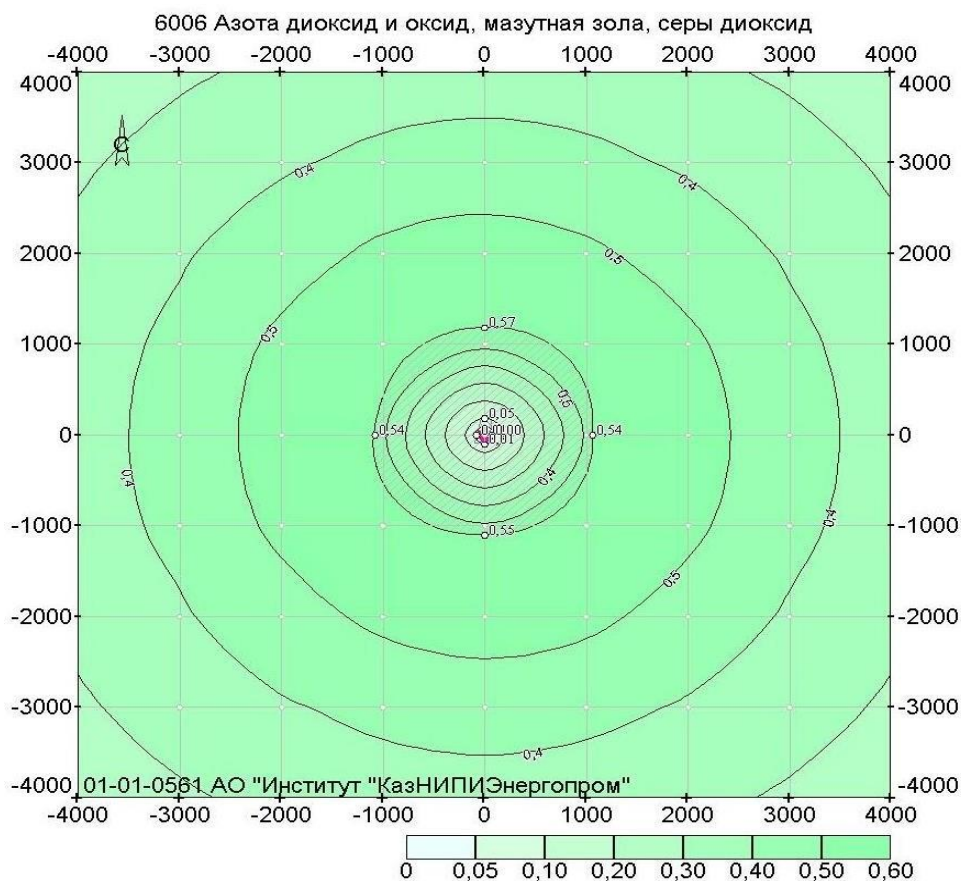


Рисунок 4.3.5 – Карта рассеивания группы суммации диоксида азота, оксида азота, мазутной золы диоксида серы (6006)

Карты рассеивания показывают, что приземные концентрации вредных веществ в приземном слое не превышают ПДК ни на границе промышленной площадки, ни на границе санитарно-защитной зоны.

4.4. Обоснование санитарно-защитной зоны предприятия

Санитарно-защитная зона (СЗЗ) является обязательным элементом любого промышленного предприятия и представляет собой территорию между границами промплощадки, складов открытого и закрытого хранения материалов и селитебной (жилой) застройки.

В Республике Казахстан размер санитарно-защитной зоны устанавливаются в соответствии с классификацией объектов в зависимости от класса их опасности согласно требованиям санитарными правилами "Санитарно-эпидемиологические требования к зданиям и сооружениям производственного назначения" и "Санитарно-эпидемиологические требования по установлению санитарно-защитной зоны производственных объектов", утвержденными Постановлением Правительства Республики Казахстан от 17 января 2012 года № 93.

ТЭЦ-2 является предприятием I категории опасности. Согласно пункту 13 вышеназванному СанПиН тепловые электростанции

эквивалентной электрической мощности в 600 МВт и выше, использующие в качестве топлива уголь и мазут, относятся к объектам I класса с СЗЗ не менее 1000 м при размещении жилого поселка энергетиков на ограниченной территории при обязательном обеспечении по расчетам рассеивания выбросов из труб концентраций в атмосферном воздухе ниже санитарно-гигиенических норм с учетом эффектов суммации. [12]

СЗЗ основного производства для тепловой электрической станции, согласно нормативным документам, устанавливается с целью исключения воздействия на население выбросов в атмосферу от неорганизованных и мелких организованных источников на площадке ТЭЦ (пыление узлов пересыпки топлива угольных складов, вентвыбросов, испарение мазутохранилищ и др.), при условии непревышения ПДК выбросов из дымовых труб.

4.5. Мероприятия по уменьшению выбросов в атмосферу

Для снижения влияния промышленных предприятий на окружающую среду в г. Алматы были проведены следующие мероприятия:

- реконструкция и модернизация предприятий теплоэнергетики (строительство соединительной тепломагистрали ТЭЦ-2, в частности реконструкция ТЭЦ-2 с целью параллельной работы с ТЭЦ-1; реконструкция ТЭЦ-1 для передачи тепловой энергии).

В качестве природоохранных мероприятий на ТЭЦ-2 были выполнены следующих мероприятий:

- переход на использование топлива высококалорийного карагандинского энергоконцентрата зольностью не более 26%;
- совершенствование процесса горения;
- установка эмульгатора нового поколения на котлоагрегатах с проектной степенью золоулавливания 99,2%;
- повышение степени улавливания оксида серы на мокрой ступени золоулавливающей установки до 9% за счет более интенсивного орошения.

Для поддержания выбросов вредных веществ в пределах допустимых значений необходимо выполнение следующих мероприятий:

- ремонт и замена золопроводов;
- периодическое радиационное экологическое обследование;
- работа котельных агрегатов в соответствии с режимными картами.

Для выполнения требований законодательства в области охраны атмосферного воздуха, в том числе для соблюдения нормативов предельно допустимых выбросов при эксплуатации объектов предприятия, предусматривается система контроля источников загрязнения атмосферы.

Контролю подлежат выбросы нормируемых загрязняющих веществ. К нормируемым ЗВ ТЭЦ-2, выбрасываемым с дымовыми газами, относятся: пыль (зола твёрдого топлива), - оксиды серы (в пересчёте на диоксид серы), диоксид азота, оксид азота, оксид углерода.

На угольных складах нормированию подлежат выбросы угольной пыли при перевалке топлива, на золоотвале - выбросы золошлаковой пыли при выемке и складировании на секции сухого складирования .

Другие загрязняющие вещества, выбрасываемые от низких источников и систем вентиляции, ввиду незначительности загрязнения, создаваемого ими за пределами промплощадки электростанции, контролю не подлежат.

Контроль за выбросами загрязняющих веществ производится специалистами лаборатории ТЭЦ-2 или подрядной организацией (на договорной основе), имеющей соответствующее аттестационное свидетельство.

Так же в рамках природоохранных мероприятий необходимо озеленение промышленной площадки и близлежащих территорий, рекультивация деградированных земель (золоотвалов).

Регулирование выбросов в период неблагоприятных метеорологических условий (НМУ).

В отдельные периоды года, когда метеорологические условия способствуют накоплению вредных веществ в приземном слое атмосферы, концентрации примесей в воздухе могут резко возрасти. Чтобы в эти периоды не допускать возникновения высокого уровня загрязнения, необходимо заблаговременное прогнозирование таких условий и своевременное сокращение выбросов вредных веществ в атмосферу. Прогнозирование периодов НМУ осуществляется органы ДГП "Центр гидрометеорологического мониторинга». Регулирование выбросов осуществляется с учётом прогноза НМУ на основе предупреждений о возможном росте концентраций примесей в воздухе с целью его предотвращения. План мероприятий по сокращению выбросов вредных веществ в атмосферу в период НМУ разработан в соответствии с РД 5 2.0452-85.

Параметры нормирования уровня шума производственных помещений

Допустимый уровень шума, согласно СанПиН 3.01.035-97 и устанавливается в зависимости от категории помещений и территорий.

Для помещений с постоянными рабочими местами производственных предприятий и территории предприятий с постоянными рабочими местами:

- допустимый эквивалентный уровень шума составляет 80 дБ(А);
- максимальный уровень шума - 95 дБ(А).

Для территорий, непосредственно прилегающих к жилым зданиям:

- допустимый эквивалентный уровень шума составляет в ночное

время - 45 дБ(А), в дневное - 55 дБ(А);

Таблица 6.2.2 - Источники шума внутри помещений

Помещение	Источники шума				
	Наименование	Кол-во	Уровень звукового давления от источника дБ(А)	Расстояние,	Стеновое ограждение
Повысительная насосная (реконструкция)	Трансформатор Тип ТСЗ-250/10-УЗ	2	65	на расстоянии 1,5 м	Трехслойные стеновые панели с негорючим утеплителем
Подкачивающая подпитывающая насосная	Насос 300-NJK-600-58	Тип 3-раб., рез.	80	на расстоянии 1,5 м	Трехслойные стеновые панели негорючим утеплителем
Насосной станция ливневых стоков с отстойником	Насос 300-NJK-600-58	Тип 3-раб., рез.	80	на расстоянии 1,5 м	В насосной станции подземная часть выполнена из сборных железобетонных колец, надземная часть – кирпичная
	Насос 250-NJK-450-62	Тип 3-раб., рез.	80	на расстоянии 1,5 м	
	Насос Д200-36	Тип 1	95	на расстоянии 1,5 м	
	Насос X80-50-160Д	Тип 1-раб., рез.	93	на расстоянии 1,5 м	
	Насос Тип ВКС 2/26А	1-раб., рез.	68	на расстоянии 1,5 м	
	Кондиционеры сплит-система «LG»	1	47	на расстоянии 1 м от вентилятора	
	Кондиционеры сплит-система «LG»	1	56	на расстоянии 1 м от вентилятора	
	Кондиционеры сплит-система «LG»	1	60	на расстоянии 1 м от вентилятора	
	Трансформатор а Тип ТСЗ-1000/10-УЗ	4	65	на расстоянии 1,5 м	
	Трансформатор Тип ТСЗ-6300/10-УЗ	2	65	на расстоянии 1,5 м	

	Трансформатор Тип ТСЗ-	2	65	на расстоянии
--	---------------------------	---	----	------------------

Помещение	Источники шума				
	Наименование	Кол-во	Уровень звукового давления от источника дБ(А)	Расстояние, м	Стеновое ограждение
Повысительная насосная (реконструкция)	Трансформатор Тип ТСЗ- 250/10-УЗ	2	65	на расстоянии 1,5 м	Трехслойные стеновые панели негорючим утепли- телем
	250/10-УЗ			1,5 м	
	Насос Тип ЦМК 16-27	1-раб., рез.	73	на расстоянии 1,5 м	
Коллекторная обратных трубопроводов «Южная»	Насос Тип ЦН400-210-1 б		91	на расстоянии 1,5 м	Трехслойные стеновые панели негорючим утеплителем
ЗРУ-6кВ	Насос Тип Х50-32- 250-А-С-УЗ	1-раб., рез.	92	на расстоянии 1,5 м	Трехслойные стеновые панели негорючим утепли- телем
	Насос Тип ГНОМ 10- 10	1	71	на расстоянии 1,5 м	
	Кондиционеры сплит-система «LG»	1	47	на расстоянии м от вентилятора	
	Трансформатор а Тип ТС 400/10-УЗ	2			
	Трансформатор Тип ТСЗ-160/10	2			

5.1. Расчет уровня производственного шума

Оценка акустического воздействия объектов и сооружений по приему тепла на близлежащую территорию выполнена по программе «Эколог-Шум», разработанной фирмой Интеграл г. Санкт-Петербург.

Оценка акустического воздействия выполнена для источников шума, установленных наружно. Проникающие шумы из зданий с учетом

поглощающих характеристик стеновых ограждений зданий, отсутствуют, при оценке акустического воздействия на прилегающие территории - не учитываются. Условия расчета включают в себя координаты расчетных точек (Таблица 6.3.1), параметры расчетной площадки (Таблица 6.3.2), частоты расчета производственного шума (Таблица 6.3.3.), расчетные точки указаны в таблице 6.3.1.

Таблица 6.3.1 – Расчетные точки

N	Тип	Комментарий	Координаты точки		Высота (м)
			X (м)	Y (м)	
1	точка пользователя	Расч. точка пользователя №1	14847.00	3900.00	1.50
2	точка пользователя	Расч. точка пользователя №2	15482.00	2418.00	1.50
3	точка пользователя	Расч. точка пользователя №3	1941.00	3270.00	1.50
4	точка пользователя	Расч. точка пользователя №4	845.00	2377.00	1.50

Таблица 6.3.2 – Расчетная площадка

Координаты середины первой стороны		Координаты середины второй стороны		Ширина (м)	Шаг (м)	Шаг (м)	Высота (м)	Всего точек
X (м)	Y (м)	X (м)	Y (м)					
-370.00	2560.00	16300.00	2560.00	5560.00	1667.00	556.00	1.50	121

Таблица 6.3.3 – Частоты для расчета

N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота, Гц	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	La

Исходные данные для расчета производственного шума объектов и сооружений по приему тепла представлены в таблице 6.3.4. Все источники шума за исключением Трансформатор тип ТРДН являются точечными, Трансформатор тип ТРДН является объемным источником шума.

Таблица 6.3.2 – Источники шума

N	Источник	Координаты точки 1		Высота подъема (м)	Уровни звукового давления (мощности*), дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами в Гц										La
		X (м)	Y (м)		Дистанция замера (расчета) (м)	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
032001	Осевой вентилятор AW250E2-K	8118.00	4222.00	2.50	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	69
032002	Осевой вентилятор AW250E2-K	8076.00	4129.00	2.50	3	0	0	0	0	0	0	0	0	69	
032003	Осевой вентилятор AW630E6	7894.00	4120.00	3.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	72	
032004	Осевой вентилятор AW630E6	7295.00	4173.00	3.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	72	
032005	Осевой вентилятор AW630E6	7369.00	4338.00	3.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	72	
032006	Осевой вентилятор AW630E6	7600.00	4336.00	3.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	72	
152001	Осевой вентилятор AW400E4-K	13993.00	3400.00	9.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	68	
152002	Осевой вентилятор AW400E4-K	13902.00	3349.00	9.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	68	
152003	Осевой вентилятор AW400E4-K	13893.00	3163.00	9.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	68	
152004	Осевой вентилятор AW400E4-K	14016.00	3087.00	9.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	68	
152005	Осевой вентилятор AW400E4-K	13900.00	3322.00	3.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	68	
152006	Осевой вентилятор AW400E4-K	13900.00	3138.00	4.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	68	
152007	Крышный вентилятор ВКРМ-12,5-02	14163.00	3255.00	10.50	3	0	0	0	0	0	0	0	0	94	
152008	Крышный вентилятор ВКРМ-12,5-02	14274.00	3252.00	10.50	3	0	0	0	0	0	0	0	0	94	
152009	Крышный вентилятор ВКРМ-12,5-02	14367.00	3257.00	10.50	3	0	0	0	0	0	0	0	0	94	

152010	Крышный вентилятор ВКРМ-12,5-02	14444.00	3257.00	10.50	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	94
152011	Крышный вентилятор ВКРМ-12,5-02	14539.00	3252.00	10.50	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	94
152012	Крышный вентилятор ВКРМ-12,5-02	14613.00	3255.00	10.50	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	94
152013	Крышный вентилятор ВКРМ-12,5-02	14708.00	3252.00	10.50	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	94
152014	Крышный вентилятор ВКРМ-12,5-02	14774.00	3255.00	10.50	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	94
152015	Крышный вентилятор ВКРМ-12,5-02	14848.00	3252.00	10.50	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	94
154001	Крышный вентилятор ВКРМ-4-01	15080.00	1845.00	4.90	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	80
155001	Осевой вентилятор АW450Е4	1687.00	3108.00	8.40	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	68
155002	Осевой вентилятор АW450Е4	1761.00	3121.00	8.40	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	68
155003	Осевой вентилятор АW450Е4	1833.00	3136.00	8.40	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	68
155004	Осевой вентилятор АW300Е2-К	1551.00	2996.00	3.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	72
155005	Осевой вентилятор АW300Е2-К	1602.00	2949.00	3.00	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	72
157001	Градирни (ГРД-4)	14165.00	3040.00	5.00	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	62
157002	Градирни (ГРД-4)	14180.00	3039.00	5.00	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	62
158001	Осевой вентилятор АW450Е4	10003.00	3221.00	5.20	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	68
158002	Осевой вентилятор АW450Е4	10144.00	3224.00	5.20	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	68
159001	Трансформатор тип ТРДН 32000/110	9508.00	3272.00	4.50	1.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	75

Результаты расчетов представлены в таблице 6.3.3 и на рисунке 6.3.1.

Таблица 6.4.3-Результаты расчетов акустического воздействия объектов по приему тепла

Наименование	Расчетные точки в жилой застройке			
	№ 1, юг	№ 2, юг	№ 3, север	№ 4, север
Допустимый (максимальный) уровень шума, дБА	55/70			
Акустическое воздействие объектов по приему тепла, дБА	34	44	60	58

Как показали проведенные расчеты, во всех четырех расчетных точках, уровень шума не превысит допустимый СанПиН для жилых территорий.

Для уменьшения шума, генерируемого вентиляционными установками, в проекте предусматриваются следующие мероприятия:

- установка пластинчатых шумоглушителей;
- подключение вентиляторов к сети выполняется посредством гибких вставок;

- скорости движения воздуха в воздуховодах для предотвращения появления аэродинамического шума выбираются в зависимости от назначения помещений и наличия в них рабочих мест.

Мероприятия по снижению уровня шума, предусмотренные проектом:

- использование современных насосов с минимальным уровнем шума,
- на дверях устраиваются шумопоглощающие прокладки;
- трубопроводы покрываются звукопоглощающей изоляцией.

Уровни вибраций применяемых вращающихся механизмов не превышают допустимое по нормам значение, и, в ряде случаев, пренебрежительно малы.

Для снижения уровней вибрации от технологического оборудования и трубопроводов предусматривается следующий ряд мероприятий:

- применяются вибробезопасные механизмы и установки;
- под все тяжелое вибрирующее оборудование сооружаются самостоятельные фундаменты;
- используются, где необходимо и возможно, гибкие связи (муфты), упругие прокладки, пружинные опоры и подвески.

Кроме выше перечисленных мероприятий, ограничивается время пребывания эксплуатационного персонала возле шумящих и вибрирующих механизмов и установок, за счет автоматизации управлением производственными процессами.

Экономическая часть

6.1. Определение затрат на природоохранную деятельность предприятия

В течение предыдущего года проведены работы по ремонту насосного оборудования на очистных сооружениях для обеспечения нормативного качества сточных вод, ремонт насосного оборудования в котельном, турбинном и хим. цехах, ремонт линий охладителей вращающихся механизмов. В целях реализации системы производственного экологического контроля качества подземных вод на участке золоотвала ТЭЦ-2 выполнен ПЭК, разработан Паспорт формы Р для золоотвала. Ведется систематический контроль за качеством подземных и поверхностных вод по речкам и на золоотвале станции. Отбор проб производится по местам и с периодичностью, указанным в плане-графике контроля сточных вод ТЭЦ-2, согласованном с Департаментом экологии по г. Алматы.

Проведен производственный экологический контроль (ПЭК) на участке промплощадки и золоотвала в соответствии с согласованной в органах экологии программой ПЭК. [1] Необходимо выполнение природоохранных мероприятий. Общая сумма мероприятий по расчетам составила 70 125,77 тыс. тенге, включая:

- Ремонт и замена золопроводов на сумму 67 530,190 тыс. тенге.
- Ремонт насосного оборудования на очистных сооружениях на сумму 6 955,00 тыс. тенге.
- Ремонт насосного оборудования в котельном, турбинном и химическом цехах составляет на сумму 4 815,0 тыс. тенге.

Природоохранная деятельность ТЭЦ-2.

Выбросы загрязняющих веществ (ЗВ) в атмосферу на ТЭЦ-2 в расчетном году составили 3 003,338 тонн. Валовые выбросы загрязняющих веществ в атмосферу в отчетном году уменьшились по сравнению с предыдущим годом за счет увеличения отпуска тепловой и электрической энергии, а также за счет увеличения доли газа в суммарном топливе.

Разрешения на природопользование: № 0000054 от 26.12.2012 г. и № 0056865 от 07.06.2012 г. выданные Министерством охраны окружающей среды РК; № 0001541 от 30.09.2011 г. для ПРП «Энергоремонт», в том числе по выбросам загрязняющих вредных веществ в количестве 6 265,885 тонн, в том числе в количестве 1,0704 тонны в год, для источников загрязнения АО «АлЭС» ПРП, дислоцирующихся на территории ТЭЦ-2.

Для снижения выбросов загрязняющих веществ в атмосферу и надежности эксплуатации природоохранного оборудования в расчетном году необходимо выполнение следующих мероприятия, затраты на которые согласно расчетам составили 467,942 тыс. тенге (с НДС), в том числе:

- Замена труб и форсунок промывки окон на котлах № 8-13.
- Восстановлено защитное покрытие опорных балок на котлах ст. № 9-13.
- Восстановлен торкрет на котлах № 8-13.
- Произведён ремонт каплеуловителей, эмульгаторов на котлах № 8-13.
- Заменён блок завихрителя на котлах №№ 10, 11, 12.
- Произведён ремонт короба «грязного» газа корпуса эмульгатора на котле № 12.

Всего затраты на выполнение мероприятий по ремонту золоуловителей в расчетном году составили 55,440 млн. тенге. Проведена модернизация горелочных устройств котельных агрегатов ст. № 11, № 13 на сумму 327,443 млн. тенге, выполнен 1-й этап работ по строительству

собственного водозабора на сумму 46,678 млн. тенге. Образующиеся на ТЭЦ-2 твердо-бытовые отходы в соответствии с действующим законодательством РК вывозятся на горполигон подрядной организацией. Ртутьсодержащие лампы также вывозятся по договору с подрядной организацией с территории станции на утилизацию.

Плата за загрязнение окружающей среды предыдущему расчетному в составе статьи расходов «Прочие налоги к уплате» составила 156,336 тыс. тг.

Таблица 5.1.1 -Прочие налоги к уплате

В тысячах тг.	31 декабр расчетного года	31 декабр предыдущего года
Налог на добавленную стоимость	750,267	-
<i>Плата за загрязнение окружающей среды</i>	156,336	147,932
Индивидуальный подоходный налог	84,215	84,639
Социальный налог	71,003	65,004
Прочие налоги	37,597	1,325
Итого прочие налоги к уплате	1,099,418	298,9

Резерв на восстановление золоотвалов.

В соответствии с природоохранным законодательством, Компания имеет юридическое обязательство по восстановлению участка золоотвалов, представляющих собой полигоны размещения отходов операционной деятельности Компании. На 31 декабря расчетного года балансовая стоимость резерва на восстановление золоотвалов составила 508,248 тысяч тенге (31 декабря предыдущего года: 365,090 тысяч тенге).

Оценка существующих резервов на восстановление золоотвалов основана на интерпретации Компанией действующего природоохранного законодательства Республики Казахстан, подкрепленной технико-экономическим обоснованием и инженерными исследованиями в соответствии с текущими нормами и методами восстановления и проведения

работ по рекультивации. Данная оценка может измениться при завершении последующих природоохранных исследовательских работ и пересмотра существующих программ по рекультивации и восстановлению.

В общем объеме исполнения инвестиционных обязательств природоохранные мероприятия в последующем расчетном году составят 2% от общих затрат, затраты на строительство золоотвалов составят 16,62 %.

Таблица 5.1.2 – Объем исполнения инвестиционных обязательств в будущем расчетном периоде

№	Наименование мероприятия	Затраты реализации	%
1	Мероприятия, направленные на увеличение объемов производства	11186	60,71
2	Мероприятия по снижению затрат на производство	203,4	1,10
3	Поддержка уровня производства	3593,4	19,50
4	Строительство золоотвалов	3063,3	16,62
5	Природоохранные мероприятия	379,3	2,06
Всего, в том числе:		18425,9	100,00
За счет собственных средств		8042,9	
За счет заемных средств		10382,8	



Рисунок 1 -Объем исполнения инвестиционных обязательств в будущем расчетном периоде

6.2. Определение платы за эмиссии в окружающую среду

Плата за эмиссии в окружающую среду взимается за эмиссии в окружающую среду в порядке специального природопользования. Специальное природопользование осуществляется на основании экологического разрешения, выдаваемого уполномоченным государственным органом в области охраны окружающей среды или местными исполнительными органами областей, городов республиканского значения и столицы, за исключением выбросов загрязняющих веществ от передвижных источников.

Эмиссии в окружающую среду без оформленного разрешительного документа рассматриваются как эмиссии сверх установленных нормативов эмиссий в окружающую среду. Исключением являются выбросы загрязняющих веществ от передвижных источников.

Территориальные органы уполномоченного государственного органа в области охраны окружающей среды и местные исполнительные органы областей, городов республиканского значения и столицы ежеквартально не позднее 15 числа второго месяца, следующего за отчетным кварталом, представляют налоговым органам по месту своего нахождения сведения о плательщиках платы и объектах обложения по форме, установленной уполномоченным органом.

Плательщиками платы являются физические и юридические лица, осуществляющие деятельность на территории Республики Казахстан в порядке специального природопользования.

Юридическое лицо своим решением может признать свое структурное подразделение самостоятельным плательщиком платы по объектам обложения по месту нахождения такого структурного подразделения. Решение юридического лица о таком признании или прекращении такого признания вводится в действие с 1 января года, следующего за годом принятия такого решения.

В случае если самостоятельным плательщиком платы признается вновь созданное структурное подразделение, то решение юридического лица о таком признании вводится в действие со дня создания данного структурного подразделения или с 1 января года, следующего за годом создания данного структурного подразделения.

Плата взимается за фактический объем эмиссий в окружающую среду в пределах и (или) сверх установленных нормативов эмиссий в окружающую среду:

- 1) выбросов загрязняющих веществ;
- 2) сбросов загрязняющих веществ;
- 3) размещенных отходов производства и потребления; выбросов загрязняющих веществ. Налоговым кодексом РК предусмотрены ставки платы за выбросы загрязняющих веществ от стационарных источников, ставки платы за выбросы загрязняющих веществ от сжигания попутного и природного газа в

факелах, ставки платы за выбросы загрязняющих веществ в атмосферный воздух от передвижных источников, ставки платы за сбросы загрязняющих веществ, ставки платы за размещение отходов производства и потребления, ставки платы за размещение серы.

Котельное оборудование тепловых электрических станций является основным источником выбросов загрязняющих веществ в атмосферный воздух.

Расчет платы за выбросы каждого загрязняющего вещества от стационарных источников в пределах нормативов эмиссий осуществляется по формуле (5.3.1):

$$C_{\text{выб}} = N_{\text{выб}} \cdot M_{\text{выб}}, \quad (5.3.1.)$$

где

$C_{\text{выб}}$ – плата за выбросы i -го загрязняющего вещества от стационарных источников (МРП);

$N_{\text{выб}}$ – ставка платы за выбросы i -го загрязняющего вещества;

$M_{\text{выб}}$ – суммарная масса всех разновидностей i -ого загрязняющего вещества, выброшенного в окружающую среду за отчетный период (тонн). По

результатам производственного экологического контроля природопользователями самостоятельно рассчитываются масса загрязняющих веществ, выброшенных в окружающую среду, использованного топлива и отходов, размещенных в окружающей среде. Эти

данные подлежат проверке в процессе осуществления государственного экологического контроля. За загрязнение окружающей среды сверхустановленных нормативов плата за эмиссии в окружающую среду рассчитывается в соответствии с Кодексом Республики Казахстан

"О налогах и других обязательных платежах в бюджет". [10]

Ставка платы за выбросы загрязняющих веществ ежегодно утверждается органами местной исполнительной власти Маслихатами областей в соответствии с налоговым законодательством Республики Казахстан. Ставки платы за выбросы загрязняющих веществ от стационарных источников указаны в статье 495 Налогового кодекса Республики Казахстан (Таблица 5.3.1.).

При расчете платежей в бюджет для организаций, оказывающие коммунальные услуги, энергопроизводящих организаций, субъектов естественных монополий применяются коэффициенты к ставкам платы:

- при расчете ставки платы за выбросы загрязняющих веществ от стационарных источников применяется коэффициент 0,3.
- при расчете ставки платы за сбросы загрязняющих веществ применяется коэффициент 0,43;
- при расчете ставки платы за размещение отходов производства и потребления на полигонах, в накопителях, санкционированных свалках и специально отведенных местах коэффициент 0,05;

Таблица 5.3.1 - Ставки платы за выбросы загрязняющих веществ от стационарных источников

№ п/п	Виды загрязняющих веществ	Ставки платы за 1 тонну, (МРП)	Ставки платы за 1 килограмм, (МРП)
1.	Окислы серы	10	
2.	Окислы азота	10	
3.	Пыль и зола	5	
4.	Свинец и его соединения	1993	
5.	Сероводород	62	
6.	Фенолы	166	
7.	Углеводороды	0,16	
8.	Формальдегид	166	
9.	Окислы углерода	0,16	
10.	Метан	0,01	
11.	Сажа	12	
12.	Окислы железа	15	
13.	Аммиак	12	
14.	Хром шестивалентный	399	
15.	Окислы меди	299	
16.	Бенз(а)пирен		498,3

Данные коэффициенты не используются при расчете платежей за сверхнормативный объем эмиссий в окружающую среду.

Плательщики платы представляют декларацию в налоговые органы по месту нахождения объекта загрязнения. Исключением являются декларации по передвижным источникам загрязнения. Декларация представляется плательщиками платы ежеквартально не позднее 15 числа второго месяца, следующего за отчетным кварталом.

Плательщики платы с объемами платежей до 100 месячных расчетных показателей в суммарном годовом объеме представляют декларацию не позднее 20 марта отчетного налогового периода. В случае оформления разрешительного документа после срока, установленного пунктом 3 настоящей статьи, указанные плательщики представляют декларацию не позднее 20 числа месяца, следующего за месяцем получения разрешительного документа. Налогоплательщики, применяющие специальный налоговый режим для крестьянских или фермерских хозяйств, декларацию по плате не представляют. [10]

6.3. Расчет платежей за эмиссии в атмосферу от котельного оборудования

Предприятие АО «АлЭС» ТЭЦ-2 является субъектов естественных монополий, оказывающее коммунальные услуги. Поэтому при расчете платежей за объем эмиссий учитывается коэффициент 0,3. Расчет произведен по следующим веществам: окислы серы, окислы азота, пыль и зола, окислы углерода. Расчет произведен для расчета платы за эмиссию в атмосферный воздух от котельных агрегатов.

Таблица 5.4.1 – Результаты расчета платежей от котельного оборудования

Загрязняющие вещества	Ставка платы за одну тонну	МРП на 201 г., тг	К	Тенге за тонну	Выбросы, т/год	Плата за загрязнение, тыс. тг.
Окислы серы	20	1982	0,3	11892	2980,860	35448,387
Окислы азота	20	1982	0,3	11892	256,084	3045,347
Пыль и зола	10	1982	0,3	5946	96,046	571,091
Окислы углерода	0,32	1982	0,3	190,272	197,460	37,571
Итого:						39102,396

Вывод: из результатов расчета следует, что наибольшие платежи за загрязнение окружающей среды составляют платежи за выбросы окислов серы (91%). Это связано с отсутствием на предприятии аппаратов сероочистки.

Заключение

В данной работе были рассмотрены проблемы защиты атмосферного воздуха от вредных выбросов ТЭЦ, основной деятельностью которой является выработка электрической и тепловой энергии при сжигании органического топлива для нужд города Алматы. Основными источниками выделения вредных веществ являются котельные агрегаты, в результате работы которых в атмосферный воздух поступают загрязняющие вещества как пыль, окислы азота, окислы серы, окислы углерода, бенз(а)пирен, мазутная зола. Путем аналитического и расчётного анализа были выявлены количественные и качественные характеристики выбрасываемых веществ. Проведена инвентаризация всех имеющихся на ТЭЦ источников выбросов. В ходе работы были построены карты рассеивания на основе расчетов приземных концентраций выбрасываемых загрязняющих веществ. Получены данные по каждому вредному веществу. Проведенными исследованиями воздействия ТЭЦ было установлено, что превышений приземных концентраций загрязняющих веществ в зоне воздействия предприятия не обнаружено. Были предложены профилактические мероприятия по уменьшению выбросов вредных веществ в воздушный бассейн города Алматы.

Рассмотрев последствия деятельности ТЭЦ на атмосферный город, можно прийти к выводу, что для обеспечения экологических требований к работе тепловой электрической станции, необходимы:

- обязательный учет экологических показателей при выборе оборудования и разработке схем теплоснабжения;
- использование топлива с наилучшими экологическими показателями, такие как газ, малосернистый мазут;
- вынесение крупных источников электрической и тепловой энергии за пределы городской застройки;
- увеличение КПД газоочистных сооружений, внедрение газотурбинных и парогазовых установок с меньшим выделением загрязняющих веществ.

Обеспечение экономичности используемой схемы теплоснабжения возможно различными способами: от пересмотра и оптимизации схем и параметров, внедрения новых термодинамических технологий и циклов.

Перечень сокращений и обозначений

ТЭС-	Тепловая электрическая станция
ТЭЦ-	Теплоэлектроцентраль.
ЗУУ-	Золоулавливающая установка
МС-	Метеорологическая станция
ОГМС-	Объединенная гидрометеорологическая станция
ПЗА-	Потенциал загрязнения атмосферы
СПН-	Стационарного поста наблюдения
ИЗА-	Индекс загрязнения атмосферы
РГП-	Республиканское государственное предприятие
ЕЭС-	Единая энергосистема
БСУ-	Бункер сырого угля
ГРП-	Газораспределительный пункт
ГВС -	Газо-воздушная смесь
ПДК-	Предельно допустимая концентрация
ОБУВ -	Ориентировочно безопасный уровень воздействия
ГТУ-	Газотурбинная установка
СанПиН-	Санитарные правила и нормы
СНиП-	Строительные нормы и правила
СЗЗ -	Санитарно-защитная зона
ПЭК-	Производственный экологический контроль

Заключение

Выполнен анализ показателей надежности и вибросостояния 2 турбин типа Т-110/120-130 производства «УТМЗ» работающих на Алматинской ТЭЦ-2. На основе полученных анализов выполнены виброналадочные работы по динамической балансировке используя динамические коэффициенты влияния турбин и обоснована возможность применения этих данных на однотипные турбины, с учетом конкретных условий эксплуатации.

На основе анализа и обобщения перечня дефектов, выявленных в процессе ремонтов и обследований турбин сформирована база данных по ремонтным операциям наиболее часто выполняемым в условиях эксплуатации. Опыт длительной (около 10 лет) эксплуатации турбин подтвердил высокие эффективность и надежность разработанных и реализованных мероприятий по совершенствованию методов диагностики и балансировки турбин. На основе выполненного комплекса экспериментальных исследований отработана методика вибродиагностического контроля опор валопровода и предотвратить зарождаемые дефекты. Установлены основные причины нарушений процесса перемещений корпусов подшипников турбин Т-110/120-130; сформирован перечень мероприятий, которые позволили практически полностью нормализовать работу подшипников скольжения.

На основе проведенного исследования показано, что используя виброгасители можно значительно снизить амплитуду вибрации в осевом направлении на длительный период и установка их обеспечила снижение сил трения на поверхностях скольжения корпусов подшипников и долговременный эффект улучшения работы подшипников скольжения. На основе обобщения комплекса исследований, промышленной апробации и реализации мероприятий по повышению надежности и оценки фактического технического состояния обоснована возможность совершенствования системы организации ремонтов теплофикационных турбин Т-110/120-130 в условиях Алматинской ТЭЦ-2. Результаты исследований данной работы представляют один из актуальных разделов научного направления, определяемого совершенствованием и разработкой систем диагностики эксплуатационных характеристик энергетических паровых турбин, а также контроля за их состоянием. Отсюда важность внедрения, адаптации и совершенствования автоматических систем вибрационного контроля и диагностики (АСВКД). В данной работе были рассмотрены проблемы защиты атмосферного воздуха от вредных выбросов ТЭЦ, основной деятельностью которой является выработка электрической и тепловой энергии при сжигании органического топлива для нужд города Алматы.

Основными источниками выделения вредных веществ являются котельные агрегаты, в результате работы которых в атмосферный воздух поступают загрязняющие вещества как пыль, окислы азота, окислы серы,

окислы углерода, бенз(а)пирен, мазутная зола. Путем аналитического и расчётного анализа были выявлены количественные и качественные характеристики выбрасываемых веществ. Проведена инвентаризация всех имеющихся на ТЭЦ источников выбросов. В ходе работы были построены карты рассеивания на основе расчетов приземных концентраций выбрасываемых загрязняющих веществ турбоагрегатов, а также расширения их связи и взаимодействия с автоматизированными системами контроля за оборудованием энергоблоков электростанций. В приближениях к данной постановке ставилась и задача совершенствования системы контроля за состоянием лопаточного аппарата последних ступеней ЦВД. Такая задача наиболее актуальна в условиях физического старения лопаточного аппарата турбин.

В дипломной работе решена задача создания канала мониторинга пульсационных процессов в парораспределительной части их ЦВД. При этом решение осуществлялось на основе разработки опытно-промышленного образца в условиях эксплуатации турбоагрегата Алматинской ТЭЦ-2. Соответствующие исследования были проведены не только для установления эффектов нестационарных процессов в системе парораспределения турбины, но и их влияния на вибрационные характеристики валопровода турбоагрегата. Ряд выводов и итоги по выполненным исследованиям и разработкам представлены в соответствующих разделах дипломной работы.

Список сокращений

ТЭЦ – тепловая электрическая централь ТЭС – тепловая электрическая станция РБС – разгоннобалансировочный стенд

АФЧХ – амплитуднофазочастотная характеристика РВД – ротор высокого давления

РСД – ротор среднего давления РНД – ротор низкого давления ЦВД – цилиндр высокого давления ЦСД – цилиндр среднего давления ЦНД – цилиндр низкого давления НЧВ – низкочастотная вибрация ВЧВ – высокочастотная вибрация ГПЗ – главная паровая задвижка

ДКВ – динамический коэффициент влияния СКЗ – среднеквадратичное значение

ПК – подшипник качения

ПС – подшипник скольжения ТНА – турбонасосный агрегат

ДПВ – динамический поглотитель вибрации ДГВ – динамический гаситель вибрации

ВГ- виброгаситель ТА – турбоагрегат

ПТЭ – правила технической эксплуатации УТМЗ – уральский турбомоторный завод

ЛРиВ – лаборатория регулирования и вибрации

Список литературы

1. Шульженко Н.Г. Задачи термочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований): монография / Н.Г. Шульженко
2. Урьев Е.В.- Мурманский Б.Е. Диагностика состояния лопаточного аппарата паровых турбин //Тезисы докладов международной научно-технической конференции "Совершенствование энергетических и транспортных турбоустановок методами математического моделирования, вычислительного и физического экспериментов" Харьков, 1994, Ч.3.
3. Система вибродиагностики турбоагрегатов Т – 110/120 - /Урьев Е.В., Мурманский Б.Е., Нураков В.Б., Колядин В.П. // Контроль и диагностика процессов и оборудования энергоблоков с быстрыми натриевыми реакторами: Сб. научн. тр. Екатеринбург: 9p0 PÖH, 1994.
4. Урьев Е.В., Мурманский Б.Е. Разработка базы знаний экспертной системы вибродиагностики турбоагрегатов //Труды первой научно-технической конференции Регионального Уральского отделения академии инженерных наук РФ "Наука и инженерное творчество XXI веку". Екатеринбург. 1995
5. Надежность работы турбоустановок ТЭС "Свердловэнерго" /Мурманский Б.Е., Мительман У.М., Бухман Т.Д., Зайцев В.А., Грин-Фельд Р.Н., Бродов S.S. //Труды первой научно-технической конференции Регионального Уральского отделения Академии инженерных наук РФ "Наука и инженерное творчество XXI веку". Екатеринбург. 1995
6. Урьев Е.В., Мурманский Б.Е., Бродов И.М. Концепция системы вибрационной диагностики паровой турбины //Теплоэнергетика. 1995. N4
7. Рыжкин В. Я. — Тепловые электрические станции, 1987 г.
8. Дукенбаев К. – Энергетика Казахстана. Технический аспект, - Алматы, 2001 г.
9. Санитарно-эпидемиологические требования к атмосферному воздуху (Постановление Правительства Республики Казахстан от 25 января 2012 года № 168).
10. СНиП РК 2.04-01-2001. Строительная климатология.