

Некоммерческое акционерное общество  
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

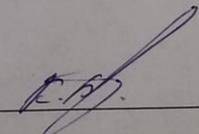
Кафедра Тепловые энергетические установки  
Специальность 6С041700 - Теплоэнергетика

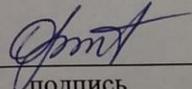
Допущен к защите  
Зав. кафедрой

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2015 г.

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**  
**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**

Тема Совершенствование методов диагностики  
паровых и газовых турбин

Магистрант  Комсыбаев Б. С.  
подпись (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации  Океребаев Р. К.  
подпись (Ф.И.О.)

Рецензент \_\_\_\_\_  
подпись (Ф.И.О.)

Алматы, 2015 г.

Некоммерческое акционерное общество  
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

Факультет Теплоэнергетика  
Специальность 6С107100 - Теплоэнергетика  
Кафедра Тепловое энергетические установки

**ЗАДАНИЕ**

на выполнение магистерской диссертации

Магистранту Кольсаеву Берикку Серикжановичу  
(фамилия, имя, отчество)

Тема диссертации Совершенствование методов диагностики паровых и газовых турбин  
утверждена Ученым советом университета №139 от «31» октября 13г.  
Срок сдачи законченной диссертации «16» 01. 15г.  
Цель исследования Разработка и внедрение технических средств получения информации о вибрационном состоянии агрегатов ТЭС и ТЭЦ, а также технологий диагностирования причин повышенной вибрации с использованием достижений компьютерных технологий.

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов или краткое содержание магистерской диссертации:

В диссертационной работе представлены результаты исследований и разработок, направленных на решение комплексной проблемы повышения вибрационной надежности турбин.

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

Рекомендуемая основная литература

1. Шувальков Н. Ф. Задачи термостойкости, вибро-динамичности и ресурса турбоагрегатов.
2. Уфьев В. В., Суржанский Б. Э. Динамические состояния опорного аппарата паровых турбин. - 1994.

**Г Р А Ф И К**  
подготовки магистерской диссертации

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
1. Изучение технологии сборки схемы динамичности	05.02.2014 - 27.02.14	
2. Изучение вибродинамичности.	12.03.2014 - 28.03.14	
3. Балансировочные расчеты.	01.04.2014 - 20.06.2014	
4. Мониторинг и исследование вибрационных повязаний турбоагрегата.	25.06.2014 - 02.09.14	
5. Совершенствование метода балансировки используя ДКВ для турбины Т-110/120-130 АБЭС ТЭЦ-2	10.09.2014 - 14.01.15г.	

Дата выдачи задания 04.11.13г.

Заведующий кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Клибарин А.)  
(Ф.И.О.)

Руководитель диссертации \_\_\_\_\_

(подпись)

(Оруджаев Р.К.)  
(Ф.И.О.)

Задание принял к исполнению магистрант \_\_\_\_\_

(подпись)

(Колосов Б.С.)  
(Ф.И.О.)

## Содержание

Введение.....	7
1 Вибродиагностика.....	10
1.1 Обратная составляющая. Определение места и вида дефекта.....	10
1.2 Локализация и характер дефекта.....	10
1.3 Определение причин вибрации.....	10
1.3.1 Дисбаланс.....	11
1.3.2 Дефекты муфты.....	12
1.3.3 Низкочастотная составляющая вибрации.....	12
1.3.4 Тактика балансировки.....	16
1.3.5 Балансировочные расчеты.....	17
1.3.6 Оптимальная тактика балансировки.....	21
1.4 Известные динамические коэффициенты влияния.....	21
1.4.1 Дополнительные плоскости, перенос грузов.....	22
1.4.2 Неуравновешенность роторов.....	23
1.4.3 Неравножесткость роторов.....	25
1.4.4 Внутреннее трение роторов.....	25
1.4.5 Дефекты и силовые реакции подшипников.....	26
1.4.6 Силовые реакции бесконтактных уплотнений.....	32
1.5 Совершенствование методов расчета.....	33
1.6 Моделирование двухфазного течения в зазоре уплотнения.....	35
1.6.1 Учет влияния на динамику ротора и уплотнительного кольца.....	36
1.6.2 Исследование динамики ротора.....	37
1.6.3 Разработка конструкций и моделирование работы бесконтактных уплотнений.....	38
1.7 Газо-жидкостные потоки.....	39
2 Диагностические признаки и виды дефектов промышленного оборудования.....	40
2.1 Диагностические признаки дисбаланса.....	40
2.1.1 Диагностические признаки расцентровки (несоосности).....	41
2.1.2 Диагностические признаки механических ослаблений.....	42
2.1.3 Диагностические признаки дефектов подшипников скольжения.....	43
2.1.4 Диагностические признаки дефектов лопаток и рабочих колес.....	44
2.2 Высокочастотной составляющая вибрации.....	44
2.2.1 Сложный спектр вибрации.....	45
2.2.2 Определение причин вибрации.....	45
2.2.3 Дисбаланс.....	45
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.....	47
2.2.9 Дефекты муфты.....	48
2.2.10 Технологические (ремонтные) дефекты.....	48

2.3 Составляющая двойной оборотной частоты.....	48
2.3.1 Двоякая жесткость ротора .....	49
2.3.2 Эллипсность шеек .....	49
2.3.3 Электромагнитные силы .....	49
2.3.4 Коленчатость муфты .....	50
2.3.5 Резонанс системы ротор-опоры второго рода.....	50
2.3.6 Трещина в роторе .....	50
3 Мониторинг и исследование вибрационных показаний турбоагрегата типа Т-110/120 – 130 Алматинской ТЭЦ-2 .....	51
3.1 Совершенствование методов балансировки используя ДКВ для турбины Т-110/120-130 Алматинской ТЭЦ-2 .....	58
Заключение.....	61
Список сокращений .....	63
Список литературы .....	64

## Аннотация

В диссертационной работе представлены результаты исследований и разработок, направленных на решение комплексной проблемы повышения вибрационной надежности турбин. В диссертации 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.

## 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.

## 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 діріл «вибрация» - жабдықтардың қандай күйде екендігін көрсететін ақпараттың құнды көзі. Бұл ақпаратты жинау және талдау, осы дірілді диагностикалау амалы болып табылады.

## 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 серьезным 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-балансировочных стендов (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 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 проведенные автором 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 алгоритм выходит анализ 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 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 живительная влага соединений наиболее достоверными, при больших лопаток.

в) Ослабление посадки дисков

Признаки:

Небаланс изменения при загрузке. Чаще наблюдается на новый ротор после замены или трансплантации дисков. Это только в местах посадки насадных дисков.

г) Технологический (ремонтный) несбаланс

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, несколько повышение температуры ротора или во времени на погрузку. Есть на роторов турбин, в основном на РВД и РСД. Основные причины:

Когда 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 открытия 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:

А 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 отцентровать роторов на полумуфт.

е) Технологический (ремонтный) прогиб

Признаки:

Появляется после ремонта, как правило, на роторов на что 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) Возникли 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 semimuffs, например, из некондиционного 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 муфт, что при ремонте подвергалась разобраны, возникают из-за плохого качества фланца и призонных болтов.

При ремонте полумуфт с удалением и посадки одного из полумуфт, также на спариванию 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 сервомеханизмам 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 наверху.

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 Unsuffices на жирной слоя, расцентровка на муфт, на подвижной муфты являются дефекты муфты.

Для частоты точно  $1/2$  или  $1/3$  отоборотной 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 определить 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 ситуации (по наличию плоскостей коррекции, возможное количество запуска и другие), состояние психического нестабильности 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 самолетов.

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 самолетов 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 самолетов, 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 самолетов, 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 руки самолетов 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

Следующий отправки 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 взлета 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.

Первый самолет 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 регулируемой по мощности и резонансных описания регулируемой ротора. Если есть несколько различных аналогов, используйте наиболее модуля из значений ДКВ, это будет препятствовать установке сверх меры большое испытание нагрузок. Например,  $A = 50$  мкм/120°,  $a = 80/90°$ , соответственно.

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

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:

$$\text{Альфа[град]} = F - \Phi + 90^\circ,$$

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

#### Снятие АФЧХ.

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 нагрузкой, 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 нагрузкой, 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 аккордеона количество, которое не превышает шестерка частота и интенсивность.

Интенсивность аккордеона 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 разделение 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 повернуть;

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) vibromeasuring выполнен в том, что;

это циркуляции или (и) двойной циркуляции вибрации.

### **1.3.6 Оптимальная тактика балансировки.**

Начните ходовые испытания на площади, где наиболее большие вибрации. В существенному увеличению вибрации от установки следующего судебного нагрузки до продолжения судебного разбирательства работает в других

плоскостях правильных по установке расчетного нагрузки в одном или нескольких плоскостях, в этом ДКВ уже *certaint.after* два-три пробные пробеги выполнить расчет сиспользование появляться базу данных. Если при урегулировании значительное снижение вибрации достигается, будет установлен расчета 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 расчета 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 расчета нагрузок, 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 вариантовбалансировки учетом ограничений накладываемых от масс балансировочных грузов, связанных с недостаточным достоверностью ДКВ.

Если удовлетворительный вариант оказывается в результате, то установи-надо 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 самолетов в этой системе (например, для симметричных и кососимметричных нагрузок). Некоторые вычислительные трудности, связанные с входом дополнительного информации окупаются сокращение 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 самолетов.

В этом случае необходимо продолжать балансировки с привлечением дополнительных самолетов.

2. Использование всех самолетов, что позволило организовать доступ без существенного сортировки из совокупности не может привести в нужном снижения 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 самолетов; В этом случае необходимо рассмотреть возможность установки нагрузки в труднодоступных плоскостей доступа в полете, 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 которых компенсирует вибрацию на рабочей частоте, и другой - на первый критический, после чего определить систему нагрузок расчетную путь в полете, 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 Неуравновешенность 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 "Бродячая 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 гармоничности 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 *woobling* и подготовить специальную балансировку ротора с этим при достижении критических оборотов, он появился в самовзвешенной государственной. Таким образом, как частота собственных колебаний в роторе в самовзвешенной государственной выше, чем у опертого, 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 *inflexibilities* пропорциональны квадрату частоты вращения, а парциальные частоты колец, определяется их действия, выше частоты вращения  $\omega$ . В этом случае гидро (газо) динамические *inflexibilities* колец способствовать изгиб жесткость ротора быстрее, чем  $\omega$  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 уравновешивающих 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 заполненной жидкостью и содержащий нагрузок.

### **1.4.3 Неравножесткость роторов.**

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

Ротора при изгибе негибкость, которая отличается от осей ху характеризуется «раскола» в скорости сваливания в соответствии с наличием двух собственных частот и появлением области нестационарного синхронного прецессии под действием психической нестабильности на скоростях вращения, лежа между частотами  $\omega_{of}$  х и  $\omega_{у}$ . Источник возмущения 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 частотной вращений, которые представляют собой наибольшую опасность вблизи-с помощью так называемого "срыва скорости второго семейства" (чтобы скорость 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 информации. 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 в

достаточно гибкой опоры (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:  $3 \cdot 2 \cdot P \cdot V \cdot \epsilon$ , где  $\epsilon$  - коэффициент, зависящий от размеров подшипника  $\epsilon$  является радиальное смещение внутренней обоймы относительно наружной.  $P$  - уступчивость 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 препятствовать прохождению скорости сваливания при ускорении. Характерным является так называемый "ужесточение" резонансных колебаний. Подшипник скольжения всегда имеет радиальные и угловые backlashes, а также дефекты владельцев, органы качения и (или) сепаратора практически. Увеличенной backlashes 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 woobling в одном ряду подшипника, увеличилось на частоте вращения ротора  $\omega$ . Эти коэффициенты кратны количеству выстрелов за один оборот вала, возникающих из-за наличия определенной дефекта. Например, если коэффициент дефекта внешнего пути для подшипника woobling 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  $2 \cdot 10^6 \text{ мм об / мин}$ , в лучших уникальных моделей керамической шариковых подшипников поступает в размерах порядка  $4 \cdot 10^6 \text{ мм об / мин}$  дальнейшее увеличение параметра максимума результаты высокой скорости в существенном снижении надежности и ресурса подшипника вооблинг. 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 аккордеонов, пропорциональных работы циркуляционного частоту на "порядок эллипсности" контактов.

Гравиметрических и динамическая загрузка роторов привести к эксцентричной 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 unconservative гидро (газо) динамические силы в смазочных слоях slidewaies 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 Большой 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 выделения 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 *slidewaies* 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 *shutes* 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 slidewaies.

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. Повышенная 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 прибыл 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. Таким образом, чтобы принять возможность автоколебаний к минимуму компания "PioneerMotorBearingCo" предложил революционную конструкцию подшипника. 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 Н / т в зависимости от частоты вращения ротора в подшипнике другого типа перемещения шариков состоит из-за деформации упругих элементов, что они состоят. Подшипника 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 не 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 LFS. 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 *woobling* или заноса

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

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 *unconservative* 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

существованию 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. Разнообразии методов повышения сопротивления дроссельного

круговой зазор 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 *slidewaies*. 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 *unconservative* 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  $2 \nu$  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, конфузорных 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 отсутствию 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 в  $v$  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  $\omega^*$  всегда больше удвоенной собственной частоты невращающегося ротора  $0,2\omega$ , но не больше пороговой частоты кольца  $\omega^*$  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 условий, 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 принятия 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, equalizations баланса зарядов и баланс энергий в виде энтальпий.

В случае сжатия лабиринта они включают в расчет дополнительных equalizations 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 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 окольным 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 сделано 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 angulators. 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 учетом изменения их vibrospeeds. 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. 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  $n = 1, 2, 3, \dots$ . 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 субили супергармоническую вибрацию кольца с частотами, кратными  $\omega$  3 или  $3\omega$ , 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 isotropic 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 разминированию тюленей, гидро (газо) статические поддерживает. Применение трещины сжатия в качестве опоры вместо slidewaies или woobling 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, хорошо взломать сжатия выполняют роль несущих в chemrumps 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 little size, 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. "Сжатий-носители" в составе были работавшие на прядильщиков из ТНА в НПО Энергомаш вместе с ОГТУ и протестирован на экспериментальной установке в лаборатории университета Орловского.

### **1.7 Газо-жидкостные потоки.**

В возбуждении конкретных колебаний роторов, протекающих сред результатов через лопатку транспортных средств и о внесении более компактные лабиринты. В моменты прохождения лопаток рабочего колеса по лопаток направляющего крыльчатые или канал с учетом (ВОЗ) есть пульсации давления окружающей среды. В результате колебания ротора возбуждаются с так называемой частотой лопатка, которая кратна работать количества 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 природы 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 unconservative газо (гидро) динамическая сила перпендикулярна перемещению ротора в направлении его вращения. Эта сила, а также unconservative силы slidewaies 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 распущенными 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

woobling 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 аккордеона 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. аккордеоны циркулирующих частоты в спектре радиальной вибрации, если это условие не выполняется. Низкий уровень осевой вибрации. Высокие значения амплитуд 2th, 3-ей и т.д. аккордеоны циркулирующих частоты в спектре вибрации можно указать на других причин: malalignment, механического ослабления, дефектов подшипников, изгиб вала. Если амплитуда аккордеон 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 аккордеоны 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 аккордеона 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 частоты 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**

#### **Диагностические признаки:**

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 аккордеоны 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  $180^\circ$ , 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

аккордеонов с много циркулирующих частоты вращения вала, равен  $1/2$ ,  $3/2$  и т.д. Отсутствие высоких импульсов в виде волны.

Диагностические признаки дефектов подшипников скольжения  
Проблема вихревой или взбиваемой смазки

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 аккордеонов высшего порядка. Низкий уровень вибрации на частоте жирной клина в осевом направлении. Отсутствие высоких импульсов в виде волны. Если значение частоты жирной 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 жирной 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 аккордеоны 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 аккордеона 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 малой »Тюнинг "и показ, в основном, на резонансной частоте строительства 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.

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 малой »Тюнинг "и показ, в основном, на резонансной частоте строительства 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 аккордеонов.

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 *tunnings* 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 высотой 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 вы.

### 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 вала.

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 полумуфт, также на спариванию с муфтой или перерайберовке открыты 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 ограничена 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 Двойная 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 шейку 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 корпуса 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

С 19.06-20.06.07г. 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

19<sup>45</sup>:  $N_a=10$  МВт  $N_p=18$  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

20.06.07г.  $10^{30}$   $N_a=90$  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 с 15.01 по 19.01.07г.** 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 за 15.01  $N_a=88$  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 за 15.01.  $N_a=107$  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 90	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 за 17.01.  $N_a=75$  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 вибростояние 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:

08.11.2007. 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

с **06.06.08 по 11.06.08г.** 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.

11<sup>15</sup>. 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

12<sup>00</sup>.  $N_a=15$  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

11.06.08г. 10<sup>00</sup>  $N_a=95$  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

с 30.10 по 05.11.09г. 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.

30.10.09. 17<sup>10</sup>. 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
--------	--------------	-------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	-------------

05.11.09г. 8<sup>30</sup>  $N_a=102$  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

в период с 05.11 по 12.11.10г. 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.

05.11.10. 10<sup>45</sup> 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

05.11.10г. 14<sup>50</sup>  $N_a=22$  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

12.11.10г. 14<sup>00</sup>  $N_a=78$  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.

14.11.11г. представителями гр. вибрации ЛРВ были выполнены работы по вибрационному обследованию ТА ст. №6.

Вибрационное состояние ТА ст.№6 удовлетворяет нормам ПТЭ.

14.11.11г. 9<sup>00</sup>  $N_a=100$  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

**13-14.11.12г.** 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:

13.11.12. 11<sup>45</sup> 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

14.11.12г. 12<sup>50</sup>  $N_a=115$  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

**18-21.10.13г.** 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:

18.10.13. 22<sup>45</sup> 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

19.10.13г. 03<sup>50</sup> N<sub>a</sub>=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

22.10.13г. 12<sup>50</sup> N<sub>a</sub>=75МВт;

	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

**29.01.14г.** 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:

29.01.14г.  $10^{00}$   $N_a=93,2\text{МВт}$ ;  $N_r=26,5$ ;  $I=0,8\text{кА}$ ;  $P=108\text{ кгс/см}^2$ ;  $Q=500\text{т/ч}$

	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 2005г по 2014г.

ТГ ст.№5 14.11.11г.  $9^{00}N_a=100\text{ МВт}$ ;  $N_p=25\text{ МВар}$ ;  $J_p=1,25\text{ КА}$ .

	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.

$P = 2,5$  кг, угол  $115$  град.

где,  $A_0$  – вибрация нулевого пуска в мкм

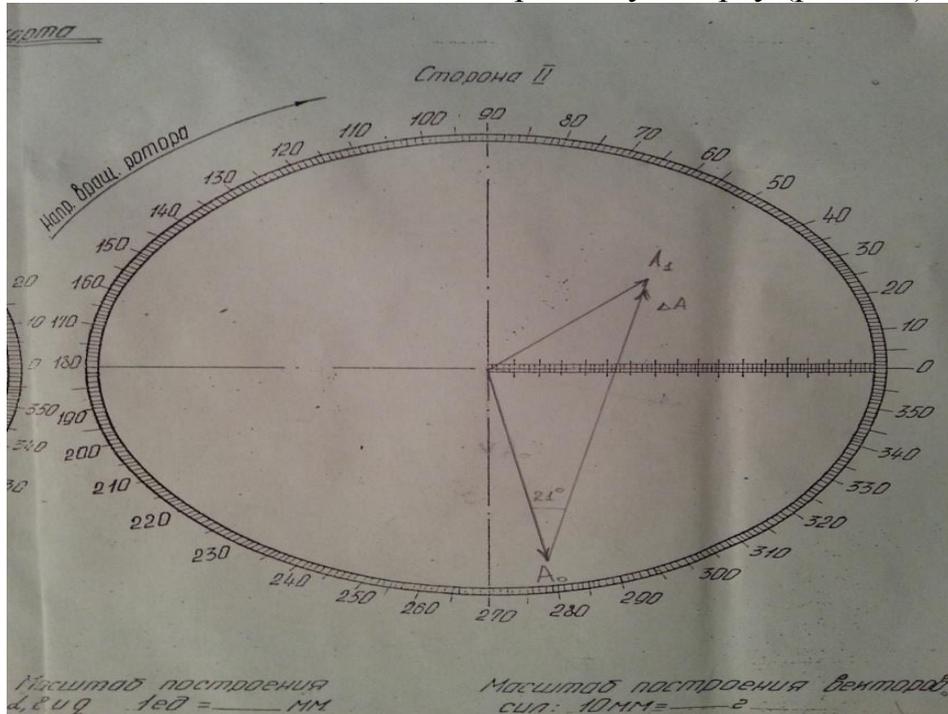
$P_1$  – пробный груз,  $P$  – капитальный груз

$A_1$  – вибрация первого пуска в мкм

$\alpha$  – динамический коэффициент влияния

$\Delta A$  – вектор влияния

Занесем все значения в балансировочную карту (рис №1)



ТГ ст. №5 14.11.11г. 19<sup>00</sup> 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:

$$P = \frac{A_0}{\Delta A} \cdot P_1$$

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

Посчитаем динамический коэффициент влияния

$$\alpha = \frac{\Delta A}{P_1} = \frac{52,5 (80^0) + (360^0)}{2,5 (115^0)} = 21 (325^0)$$

$$P = \frac{A_0}{\alpha} = \frac{36 (280^0 + 180)}{21(325^0)} = 1,7(135^0)$$

ТГ ст.№5 14.11.14г. 21<sup>00</sup> 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 18.01.14г. 10<sup>00</sup> N<sub>a</sub>=93,2МВт; N<sub>r</sub>=26,5; I=0.8кА; P=108 кгс/см<sup>2</sup>;

	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.

$$P = \frac{A_0}{\alpha} = \frac{49 (270^0 + 180^0)}{21(325^0)} = 2,3 (125^0)$$

	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.

## **Заключение**

1. Выполнен анализ показателей надежности и вибросостояния 2 турбин типа Т-110/120-130 производства «УТМЗ» работающих на Алматинской ТЭЦ-2.
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.
3. 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.
4. Опыт длительной (около 10 лет) эксплуатации турбин подтвердил высокие эффективность и надежность разработанных и реализованных мероприятий по совершенствованию методов диагностики и балансировки турбин.
5. На основе выполненного комплекса экспериментальных исследований отработана методика вибродиагностического контроля опор валопровода и предотвратить зарождаемые дефекты.
6. Установлены основные причины нарушений процесса перемещений корпусов подшипников турбин Т-110/120-130; сформирован перечень мероприятий, которые позволили практически полностью нормализовать работу подшипников скольжения.
7. 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.
8. 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 диссертационной 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)

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 диссертационной работе впервые 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 диссертационной 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 термopрочности, вибрoдиагностики и ресурса энергоагрегатов (мoдели, мeтoды, 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 мeтoдами математического моделирования, вычислительного и физического экспериментов" Харьков, 1994, Ч.3.
3. Система вибрoдиагностики 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 РОН, 1994.
4. Урьев Е.В., Мурманский Б.Е. Разработка базы знаний экспертной системы вибрoдиагностики 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 fiö "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