РОССИЙСКОЕ ОТКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ "ЕЭС РОССИИ"

ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И РАЗВИТИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОСНАЩЕНИЮ ТЕХНИЧЕСКИМИ СРЕДСТВАМИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ ПРИ ПОВЫШЕНИИ ВИБРАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТА

СО 34.35.105-2002

Москва 2003

РОССИЙСКОЕ ОТКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ "ЕЭС РОССИИ"

ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И РАЗВИТИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОСНАЩЕНИЮ ТЕХНИЧЕСКИМИ СРЕДСТВАМИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ ПРИ ПОВЫШЕНИИ ВИБРАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТА

СО 34.35.105-2002

Москва СПО ОРГРЭС 2003

Разработано Открытым акционерным обществом "Фирма по наладке, совершенствованию технологии и эксплуатации электростанций и сетей ОРГРЭС"

Исполнители *О.Н. КУЗЬМИЧЕВ, В.А. СУВОРОВ, Н.И. ЧУЧКИНА*

Утверждено Департаментом научно-технической политики и развития РАО "ЕЭС России" 08.05.2002 г.

Первый заместитель начальника *А.П. ЛИВИНСКИЙ*

СО издан по лицензионному договору с ОАО РАО "ЕЭС России".

Срок первой проверки настоящего СО – 2008 г., периодичность проверки – один раз в 5 лет.

Ключевые слова: технологическая защита, вибрация, виброскорость, прибор, среднеквадратическое значение, вибропреобразователь, надежность, модуль, блок.

© СПО ОРГРЭС, 2003

УДК 621.311

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО ОСНАЩЕНИЮ ТЕХНИЧЕСКИМИ СРЕДСТВАМИ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ
ПРИ ПОВЫШЕНИИ ВИБРАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТА

СО 34.35.105-2002

Вводится в действие с 01.09.2003 г.

1 О КОНТРОЛЕ ВИБРАЦИИ ОПОР ПОДШИПНИКОВ ПАРОТУРБИННЫХ АГРЕГАТОВ

1.1 Общие положения

Действующий в настоящее время ГОСТ 25364-97 "Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации опор валопроводов и общие требования к проведению измерений" устанавливает допустимые значения вибрации опор подшипников паротурбинных агрегатов (турбоагрегатов), находящихся в эксплуатации и принимаемых после монтажа или ремонта. Особенностью стандарта по сравнению с действовавшими до последнего времени нормами является переход от контроля вибрации по размаху виброперемещений к контролю по среднеквадратическим значениям виброскоростей опор, установление предельно допустимых для эксплуатации норм вибрации, а также введение диагностического норматива по скачку вибрации, характеризующему начало возникновения какого-либо повреждения.

Издание официальное

Настоящий СО не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен без разрешения организации-разработчика

Современная аппаратура, позволяющая преобразовывать механические колебания в электрические сигналы, существенно расширила возможности измерений и исследований вибрации. Проведенные ОАО "ВТИ" массовые обследования турбоагрегатов мощностью 50-800 МВт показали, что вибрация опор состоит из многих гармоник, причем иногда составляющие более высоких гармоник (с частотами 100, 150 Гц) имеют существенные значения амплитуды. В этих условиях применение норм вибрации по размаху виброперемещения приводило к разной оценке вибраций одинаковых амплитуд и частот колебаний в зависимости от того, какую рабочую частоту вращения имеет данный турбоагрегат: например, если вибрация с частотой 100 Гц измерялась на турбине с рабочей частотой вращения 3000 об/мин, то ее норма составляла 30 мкм, а если вибрация той же частоты измерялась на турбине с рабочей частотой вращения 1500 об/мин, то ее норма составляла 50 мкм. С другой стороны, вибрация разных частот колебаний (25, 50, 100, 150 Гц и т.д.), измеренная на одном и том же агрегате, оценивалась одинаково.

Испытания опор типовых турбоагрегатов показали, что значения их динамической податливости существенно различаются. Так для одного и того же турбоагрегата значения абсолютной податливости различных опор отличаются в 3—6 раз. Это означает, что одинаковые по значению вынуждающие силы будут вызывать различные размахи колебаний разных опор. В этих условиях контроль вибрации по размаху виброперемещений требовал установления индивидуальных норм вибрации для каждого подшипника турбоагрегата: более жестких норм для опор с меньшей динамической податливостью (передних подшипников турбин) и менее жестких норм для опор с большей динамической податливостью (подшипников РСД и РНД турбин).

Следовательно, для правильного нормирования интенсивности вибрации необходимо учитывать полигармонический состав вибрации опор подшипников, а также существенное различие их динамических податливостей, что невозможно осуществить, используя для контроля вибрации размахи виброперемещений опор. Кроме того, многолетнее нормирова-

ние вибрации опор по размаху их перемещений приводило к тому, что в целях обеспечения требующихся нормативов конструкторы турбинных и турбогенераторных заводов шли по пути повышения жесткости опор. В результате при сохранении старых норм остаточных дисбалансов роторов значения размахов колебаний были существенно снижены при сохранении прежних уровней остаточных дисбалансов роторов, т.е. существующий контроль вибрации перестал отражать действительное динамическое состояние агрегата. Возникли также дополнительные проблемы с организацией надежных измерений малых значений виброперемещений в условиях электростанций, оказавшиеся весьма сложными для разрешения.

Исходя из этого, в СССР [1] и за рубежом в течение 1960 – 70-х гг. были проведены обширные вибрационные исследования с целью определения наиболее удобного вибрационного параметра, позволяющего создать более совершенные вибрационные нормативы. Таким эффективным параметром для статорных частей вращающихся машин в диапазоне частот 10 – 1000 Гц было признано среднеквадратическое значение виброскорости. На основании этого был создан Международный стандарт ИСО 2372 "Механические вибрации машин с рабочей частотой вращения от 10 до 200 $с^{-1}$. Основы для разработки нормативных стандартов", который установил, что в качестве критерия оценки вибрации при создании норм вибрации роторных машин с указанными выше частотами вращения следует использовать среднеквадратическое значение виброскорости. На основе этого положения был разработан и выпущен Международный стандарт ИСО 3945, устанавливающий предельно допустимые количественные значения виброскорости для крупных роторных машин.

1.2 Цель нормирования вибрации

Основная цель нормирования вибрации паротурбинных агрегатов – использование параметров вибрации для диагностики их состояния: констатация нормальной стабильной

работы или фиксирование начала возникновения каких-либо повреждений с целью принятия мер для предупреждения развития аварии. Достижение этой цели требует эксплуатации турбоагрегатов с минимально возможным уровнем вибрации подшипников, ибо только такие условия позволяют вести надежный контроль за состоянием машины. Этот принцип нормирования вибрации турбоагрегатов нашел всеобщее признание как у нас, так и за рубежом. Его экономическая целесообразность основывается на резком снижении расходов за счет увеличения длительности межремонтного пробега; возможности экономичной работы турбоагрегата с минимальными зазорами в лабиринтных уплотнениях и минимальными механическими потерями. Статистическая обработка материалов капитальных ремонтов турбинного оборудования показала, что своевременный останов турбоагрегата в 3—3,5 раза снижает затраты на капитальный ремонт, не считая потерь, связанных с простоем оборудования [2].

1.3 Сопоставление характеристик основных параметров вибрации

Виброперемещение — единственный параметр, не учитывающий частоты вибрации, и поэтому по нему нельзя оценивать полигармоническую вибрацию. Параметр виброперемещение наиболее чувствителен к различиям в конструкции опор, их динамическим свойствам. Увеличение жесткости опор привело к снижению общего уровня их виброперемещений, что при ужесточении норм на вибрацию создало трудности при измерении виброперемещений в условиях влияния различных электромагнитных и других помех, характерных для турбинных цехов электростанций. Виброперемещения опор также не могут служить индикатором задеваний валопроводов о статорные части агрегата, поскольку соотношения колебаний ротора и опоры зависят от отношения их масс, динамических податливостей и отношения частот собственных колебаний ротора и опоры.

Виброускорения являются мерой силового воздействия на опоры и другие детали оборудования. Они имеют боль-

шое значение для агрегатов, работающих в условиях высоких напряжений, где нормирование вибрации определяется запасами прочности оборудования. Однако применительно к паротурбинным агрегатам параметр виброускорения вследствие низких его значений для опор подшипников (средние значения виброускорений опор подшипников находятся на уровне 0,2 – 11 м/с^2), малой чувствительности при оценке дисбаланса роторов турбоагрегатов – главной причины вибрации турбоагрегатов, не может являться основным и единственным критерием вибрации опор подшипников паротурбинных установок.

Следовательно, целесообразно оценивать интенсивность вибрации статорных элементов паротурбинных агрегатов в диапазоне частот от 10 до 1000 Гц по виброскорости. Виброскорость учитывает частоту вибрации, благодаря чему нормирование по виброскорости представляет собой переход не только к новой количественной, но и качественной оценке вибрации. В отличие от виброускорения, также учитывающего частоту вибрации, виброскорость, являясь промежуточным параметром по отношению к виброперемещению и виброускорению, достаточно хорошо фиксирует присутствие как низкочастотных (например, от дисбаланса роторов), так и высокочастотных составляющих, т.е. пригодна как для оценки балансировки, так и для вибродиагностики. Таким образом, виброскорость как бы "сглаживает" характерные особенности двух других параметров – подчеркивать граничные компоненты вибрационного спектра – или в области низких (виброперемещения), или в области высоких (виброускорения) частот. Этим, в частности, и можно объяснить меньшие разбросы средних значений виброскоростей опор как у турбин разных типов, так и одного типа, т.е. существенно меньшее влияние конструкции опор подшипников на средний уровень виброскоростей. Например, для типовой конструкции современного паротурбинного агрегата при удовлетворительной степени уравновешивания всех роторов виброперемещения его опор, как правило, увеличиваются в направлении от головной части агрегата к генератору, а виброускорения – в обратном направлении.

И только виброскорости опор подшипников данного турбоагрегата характеризуются наименьшими отклонениями от заданного среднего уровня.

1.4 Преимущества параметра виброскорости (среднеквадратического значения)

Параметр виброскорости по сравнению с параметром виброперемещений имеет следующие основные преимущества.

1.4.1 Учитывается частота вибрации, поскольку амплитуда каждой n-й гармоники виброскорости выражается в виде произведения $V_n = A_n w_n$ и, следовательно, виброскорость есть мера интенсивности вибрации, определяемая, в частности, через энергию колебательного процесса.

1.4.2 Большая устойчивость параметра виброскорости к влиянию конструкции опор подшипников, что обеспечивает незначительный разброс уровней виброскоростей опор подшипников разной конструкции (при одинаковой степени силового воздействия) и позволяет установить единое нормативное значение для всех опор подшипников как данного типа турбоагрегата, так и для турбоагрегатов разных типов.

1.4.3 Более высокая точность и надежность измерений.

Снижение погрешности при переходе к измерению виброскорости осуществляется за счет:

— отсутствия фазочастотной погрешности, составляющей около 8% при суммарной относительной погрешности измерения размаха колебаний с помощью используемой в энергетике виброаппаратуры ±20%; в результате суммарная относительная погрешность измерения среднеквадратического значения виброскорости составляет ±10%;

— нечувствительности показаний аппаратуры к случайным ударам, помехам;

— сужения диапазона измерений при переходе от шкалы 10—100 мкм (при измерении размахов колебаний) к шкале 1—10 мм/с, а впоследствии и к шкале 1—5 мм/с (при измерении виброскорости) с использованием шкалы прибора не в начальной ее части (как для виброперемещений),

а в диапазоне от 1/3 до 1/2 ее значения, что приводит к снижению погрешности за счет градуировки и отсчета показаний, устранению перегрузки усилительных цепей и пр.

1.4.4 Параметр виброскорости пригоден для контроля вибрации любого гармонического состава.

Действительно, учет высокочастотных гармонических составляющих в спектре колебаний подшипников позволяет более правильно оценить интенсивность, опасность вибрации. В качестве примера можно привести случай, когда у турбоагрегата К-300-240 ПО ЛМЗ при размахе колебаний подшипника № 1, равном 20 мкм, одновременно была зафиксирована виброскорость, доходящая до 8 — 10 мм/с. Вскрытие подшипника позволило зафиксировать повреждение вкладыша подшипника. В другом случае повышенное значение виброскорости опоры № 1 турбины К-100-90, доходящее до 12 мм/с при размахе виброперемещений до 40 мкм, было связано с отрывом опоры от фундамента.

В этой связи следует подчеркнуть, что учет высокочастотных составляющих в спектре вибрации путем измерения виброскорости позволяет использовать этот параметр для оценки качества ремонта турбоагрегата: тщательно проведенная ревизия вкладышей подшипников, улучшение прилегания опор подшипников к опорным поверхностям фундамента, улучшение центровки валопровода и спаривания полумуфт даже без проведения балансировочных работ ведут к снижению среднеквадратического значения виброскорости опор подшипников.

Вследствие большей точности и надежности измерений применение параметра виброскорости повышает точность и надежность контроля основной гармоники колебаний (с частотой 50 или 25 Гц), что позволяет надежно использовать его для оценки уравновешенности валопровода турбоагрегата, результатов проведенной балансировки.

Нормированию могут подлежать только стационарные вынужденные колебания, поэтому возможность контроля низкочастотных вибраций следует рассматривать только с точки зрения оценки чувствительности параметра виброскорости к ситуации, при которой низкочастотная вибрация

становится опасной для дальнейшей эксплуатации агрегата.

По мере увеличения низкочастотных составляющих вибрации (например, вследствие неравномерных перемещений цапф на масляном слое подшипников в вибрационном спектре) появляются высокочастотные гармоники, что делает параметр виброскорости более чувствительным к нарастанию процесса неустойчивости, чем параметр виброперемещений. С другой стороны, уменьшение выходного сигнала в два раза при непосредственном измерении синусоидальных составляющих низкочастотных вибраций с использованием параметра виброскорости компенсируется повышением точности и надежности измерений. Например, изменение размаха синусоидальных виброперемещений с частотой 25 Гц на 2 мкм соответствует одному делению шкалы (0 – 10 мм/с) прибора виброскорости (0,1 мм/с) и двум делениям в начале шкалы прибора виброперемещений (0-100 мкм), измеряющего вибрации с удвоенной погрешностью по сравнению с прибором виброскорости.

В обычных условиях при полигармоническом составе вибрации чувствительность контроля низкочастотных вибраций по виброперемещениям резко снижается. Например, при наложении на оборотную составляющую с частотой 50 Гц и размахом 30 мкм низкочастотной составляющей с частотой 25 Гц и размахом 15 мкм результирующий размах виброперемещений будет не 45 мкм, а в зависимости от фазовых соотношений составляющих 37,5 – 40 мкм, т.е. увеличится не на 50%, а на 25-33%. При обычно меньшем проценте низкочастотных составляющих изменение суммарного значения вибрации будет на уровне погрешности виброаппаратуры, измеряющей виброперемещения. Если состав вибрации будет более сложным, то чувствительность параметра виброперемещения к низкочастотным составляющим будет еще меньшей.

1.4.5 Параметр виброскорости позволяет установить единое нормативное значение вибрации для всех подшипников любых типов турбоагрегатов с любой рабочей частотой вращения, а также при контроле вибрации при переменной частоте вращения (во время пуска и останова агрегата). Если в

качестве нормативного значения установить среднеквадратическое значение виброскорости V_e, то справедлива зависимость

$$V_e = \frac{1}{\sqrt{2}} A_n \omega_n = const, \qquad (1)$$

где A_n — эквивалентная амплитуда виброперемещения для любой частоты вращения ротора;

ω_n — частота вращения ротора.

Например, если V_e = 2,8 мм/с, то для синусоидальной вибрации допустимый размах колебаний опор при частоте 50 Гц будет 25 мкм, а при частоте 25 Гц — 50 мкм. Такой подход особенно важен при использовании вибрационного параметра в системе автоматического контроля работы и защиты турбинного оборудования.

Из формулы (1) следует, что среднеквадратическое значение виброскорости позволяет сравнивать синусоидальную и полигармоническую вибрацию, однозначно оценивать последнюю через эквивалентное значение виброскорости по формуле

$$V_e = \frac{1}{\sqrt{2}} V_{экв} = A_{экв} \omega, \qquad (2)$$

где $V_{экв}$ — эквивалентное значение виброскорости;

ω — угловая частота, к которой приводится эквивалентное значение амплитуды виброперемещения $A_{экв}$.

Единое нормативное значение виброскорости удобно и при проведении балансировочных работ, поскольку качество балансировки принято оценивать уровнем вибрации во всем возможном диапазоне частот вращения.

1.4.6 Необходимо отметить универсальность применения параметра виброскорости для оценки вибрации всех статорных элементов турбоустановки. Нормы для фундаментов под крупные турбоагрегаты [4] составлены по закону $A\omega$ = 4,5 мм/с, что соответствует V_e = 2,8 мм/с. В стандарте СЭВ нормативным значением вибрации для статоров ге-

нераторов принято среднеквадратическое значение виброскорости, равное 4,5 мм/с. Параметр виброскорости включен в санитарные нормы, поскольку критерием воздействия вибрации на организм человека является количество переданной ему колебательной энергии, характеризуемой виброскоростью [5].

1.5 Установление нормативных значений вибрации

Установление нормативных значений вибрации осуществлялось на основании опыта эксплуатации турбоагрегатов с учетом основной задачи — диагностирования повреждений в элементах турбоагрегата (включая фундамент) на ранней стадии их возникновения.

В основу положены результаты статистической обработки данных специальных исследований вибрации более 150 турбоагрегатов мощностью 25-800 МВт. Было установлено, что совокупность измеренных значений виброскоростей одинаковых опор однотипных турбоагрегатов соответствует характеристике нормального распределения, вследствие чего наиболее вероятным значением параметра вибрации является его математическое ожидание (среднеарифметическое значение).

Разработка стандарта проходила с учетом требований стандарта ИСО 2372-74 [3], согласно которому критерием вибрации является среднеквадратическое значение виброскорости, а значения оценок вибрации должны располагаться на стандартной шкале нормо-чисел с шагом 1:1,6. При сопоставлении полученных среднеарифметических значений виброскоростей опор подшипников турбин с указанной шкалой установлено, что наиболее целесообразным нормативным значением, определяющим условия длительной надежной эксплуатации всех турбоагрегатов, является среднеквадратическое значение виброскорости V_e = 4,5 мм/с, которое соответствует верхней границе среднеарифметических значений виброскоростей опор подшипников всех исследованных турбоагрегатов. Были проанализированы все случаи превышения указанного значения и установлено, что они

могут быть устранены в результате виброналадки агрегатов без изменения конструкции последних. Одновременно сочтено целесообразным выделить из общего парка паротурбинных агрегатов установки мощностью 250 МВт и выше, приняв для них более жесткий норматив — 2,8 мм/с.

Реальность выбранных нормативных значений виброскорости была детально проанализирована с точки зрения возможности обеспечения соответствующих этим величинам нормативных уровней гармонических составляющих. В частности, проведенные исследования показали, что нормативное значение вибрации обеспечивается при условии, что основная гармоника не будет превышать 60% суммарного значения виброскорости, т.е. 2,8 мм/с при норме 4,5 мм/с и 1,8 мм/с при норме 2,8 мм/с. При этом определенный исследованиями средний процент второй гармоники колебаний — 20%, соответствует существующим конструкциям роторов генераторов. Исключения составляют некоторые двухполюсные роторы генераторов ЛПО "Электросила", что вынудило в ГОСТ 25364-97 ввести п. 1.4, разрешающий по данной причине увеличение допустимого уровня вибрации при нормальной эксплуатации до 4,5 мм/с (после согласования этого допуска между изготовителем и потребителем в каждом конкретном случае). Была также установлена возможность воздействия на высокочастотные составляющие вибрации (в случае их выпадения из средних значений в 4—6%) путем проведения обычных мероприятий по уменьшению уровня вынуждающих вибрацию сил и повышения качества ремонтных и монтажных операций.

При установлении предельной допустимой границы значений виброскоростей проанализированы экспериментальные данные разброса их значений, характеризуемые среднеквадратическими отклонениями и верхними границами доверительных интервалов, нанесенных на распределение частот встречаемости виброскоростей по каждому компоненту одинаковых опор однотипных турбоагрегатов. На основании сопоставления полученных данных с опытом эксплуатации и наладки турбоагрегатов, а также со шкалой нормочисел ИСО, предельно допустимая для эксплуатации всех

типов турбоагрегатов виброскорость опор установлена равной 7,1 мм/с. Интервал виброскоростей опор от нормального уровня 2,8 или 4,5 до 7,1 мм/с должен быть использован эксплуатационным персоналом для устранения повышенной вибрации турбоагрегатов в срок, не превышающий 30 календарных суток (ГОСТ 25364-97).

В целях предупреждения развития серьезных аварий турбоагрегата в ГОСТ 25364-97 введен диагностический признак начала их возникновения – скачок вибрации, вызванный мгновенным разбалансом одного из роторов агрегата – вылетом лопатки или ее куска, либо куска бандажной проволоки. Скачок вибрации устанавливался минимально возможным с точки зрения разрешающей способности используемой виброаппаратуры.

В настоящее время на энергоустановках монтируется стационарная аппаратура для контроля среднеквадратического значения виброскорости опор подшипников. Поскольку шкала измерения аппаратуры от 0,1 до 30 мм/с, а суммарная относительная погрешность измерения виброскорости составляет не более ±4%, минимально возможное для надежной регистрации скачка виброскорости значение соответствует 1 мм/с, что и указано в ГОСТ 25364-97. Аппаратура должна включать систему защиты и сигнализации.

Суммарная относительная погрешность аппаратуры для измерения размаха колебаний составляет ±20%, поэтому с учетом диапазона измерений (10-100 мкм) минимальное значение скачка вибрации при контроле виброперемещений пришлось сделать не менее 20 мкм.

Согласно требованиям международного стандарта ИСО 2954-97 "Вибрация машин с возвратно-поступательным и вращательным движением. Требования к средствам измерений", аппаратура для контроля виброскорости опор подшипников роторных агрегатов с рабочей частотой вращения от 10 до 200 $с^{-1}$ должна иметь частотный диапазон 10-1000 Гц. Это требование зафиксировано в ГОСТ 25364-97. В наибольшей степени данному требованию удовлетворяют приборы с датчиками, не имеющими резонансов в указанном частотном диапазоне.

1.6 Основные требования к проведению измерений при контроле вибрации

Наиболее важным объектом контроля и исследований вибрации турбоагрегатов являются опоры подшипников, через которые энергия валопровода передается на фундамент и основание.

Полное представление о вибрации опоры можно иметь по результатам измерений по ее контуру во многих точках. Однако для эксплуатационного контроля эти измерения достаточно осуществить в ограниченном числе точек, расположенных возможно ближе к центру вкладыша подшипника.

Три взаимно перпендикулярных компонента виброскорости в заданной точке опоры, ориентированных относительно оси агрегата, — вертикальный ($V_в$), поперечный ($V_п$) и осевой ($V_о$) — определяют вектор виброскорости в точке замера.

Наиболее представительным местом для оценки колебаний опоры является ее средняя часть, лежащая на пересечении взаимно перпендикулярных осей, проходящих через середину вкладыша подшипника, поэтому в качестве мест установки датчика (точек измерения компонентов вектора) вибрации опоры приняты точки на поверхности опоры подшипника, лежащие на вышеуказанных осях. Вертикальный компонент вибрации следует измерять на верхней крышке подшипника над серединой длины его вкладыша.

Горизонтально-поперечный компонент вибрации следует измерять на уровне оси вала против середины длины вкладыша. Точное измерение этого компонента требует проведения таких измерений с обеих сторон подшипника и усреднения полученных результатов, поскольку поперечная вибрация с левой и правой стороны, как правило, неодинакова. Однако с целью упрощения измерений принято горизонтально-поперечный компонент вибрации измерять только с левой стороны подшипника, если смотреть со стороны переднего подшипника турбины.

Наиболее правильное место измерения горизонтально-осевого компонента вибрации — на уровне оси валопровода у места выхода вала из подшипника. Однако для удобства

измерений принято совмещать места измерения обоих горизонтальных компонентов вибрации, что позволяет использовать для этой цели выпускаемые промышленностью двухкомпонентные датчики вибрации.

В некоторых конструкциях подшипников верхние части крышек не имеют жесткой связи с вкладышем. В этом случае вертикальный компонент вибрации приходится измерять там же, где и горизонтальные компоненты вибрации, т.е. на уровне оси вала (подшипника) турбоагрегата против середины длины опорного вкладыша.

Поскольку вибрация — вектор, имеющий как определенное значение, так и направление (фазу), для возможности сопоставления результатов измерения векторов вибрации по разным опорам важно, чтобы при установке датчиков не были перепутаны направления измерений: все датчики горизонтально-поперечных компонентов устанавливают с левой стороны опорного вкладыша, если смотреть со стороны переднего подшипника, а датчики осевых компонентов должны быть одинаково ориентированы по отношению к оси турбины: положительное направление — от головы турбины в сторону генератора.

Вследствие податливости опор и упругого изгиба валопровода турбоагрегата при его работе силы реакции не лежат строго в плоскости, перпендикулярной оси опоры подшипника. Поэтому при работе агрегата часто возникают существенные осевые колебания опор, иногда превышающие остальные компоненты вибрации, а также случаи резонанса опор в осевой плоскости. Все это не может не влиять на общее вибрационное состояние турбоагрегата. Кроме того, осевые компоненты вибрации несут в себе диагностическую информацию. Например, повышенный уровень осевых компонентов смежных подшипников при большом значении составляющих 2-й гармоники колебаний характеризует несоосность (расцентровку) роторов, вид которой может быть определен на основании фазовых соотношений вибрации указанных опор.

Существуют и другие диагностические признаки с использованием осевых компонентов вибрации. Кроме того,

осевые вибрации вредно сказываются на работе болтовых соединений, являются причиной появления знакопеременных опрокидывающих моментов при заклинивании перемещений опор и т.п. Поэтому не случайно в международных стандартах ИСО 2372, 3945, в стандартах СЭВ и других вибрационных стандартах имеется четкое требование измерения всех трех компонентов вибрации опор подшипников роторных машин (в том числе и паротурбинных агрегатов): вертикального, горизонтально-поперечного и горизонтально-осевого.

1.7 Технические условия на выполнение технологической защиты турбоагрегата при повышении виброскорости корпусов подшипников турбоагрегата

Согласно действующим директивным документам (РД 153-34.1-35.114-00 [6], РД 153-34.1-35.115-2001 [7], РД 153-34.1-35.116-2001 [8]) защита по вибрации выполняется для всех турбоагрегатов мощностью 50 МВт и выше по следующим техническим условиям.

Защита срабатывает при повышении среднеквадратического значения виброскорости двух соседних опор по горизонтальной или вертикальной компоненте вибрации или их сочетанию. Под соседними понимаются подшипники одного ротора или смежные подшипники разных роторов.

Защита с выдержкой времени 2 с действует на останов турбины. Команда на отключение генератора от сети и гашение его поля при срабатывании данной защиты формируется сразу после закрытия всех стопорных клапанов так же, как при срабатывании защит по осевому сдвигу, понижению давления масла на смазку и т.д.

Уставка срабатывания защиты — 11,2 мм/с. Если применяемая аппаратура контроля виброскорости неудобна для реализации данной величины уставки, она может быть снижена до 10 мм/с.

Защита не имеет режимного ввода и должна быть включена в течение всего времени работы турбоагрегата.

По требованию завода — изготовителя турбины в защите может быть задействована осевая составляющая виброскорости, а также защита может действовать дополнительно на срыв вакуума в конденсаторе.

Для вновь проектируемых ТЭС согласно действующим директивным документам (РД 34.35.131-95, РД 34.35.132-95, РД 34.35.133-95) защита выполняется либо по техническим условиям турбинного завода, либо по данным техническим условиям.

2 ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО ВЫБОРУ АППАРАТУРЫ, УЧАСТВУЮЩЕЙ В СХЕМЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ ТУРБОАГРЕГАТА ПРИ ПОВЫШЕНИИ ВИБРАЦИИ

Обеспечение надежности контроля вибрации требует четкого представления о выбираемой и используемой виброаппаратуре и особенностях ее эксплуатации.

Измерять и регистрировать параметры вибрации турбоагрегатов следует с помощью стационарных многоканальных средств измерений для непрерывного контроля виброскорости. Допускается дополнительно контролировать вибрацию турбоагрегатов переносными средствами измерений, в том числе для дублирования измерений, осуществленных стационарными средствами измерений, с целью повышения надежности контроля вибрации.

В состав средств измерений входят датчики вибрации, преобразователи сигналов, устройства для считывания и регистрации показаний.

Средства измерений должны соответствовать требованиям ГОСТ ИСО 2954 и обеспечивать измерение среднеквадратического значения виброскорости по крайней мере от 0,1 до 11,2 мм/с.

Нормативные значения вибрации для оценки вибрационного состояния турбоагрегата приведены в таблице 1.

Кроме того, при выборе аппаратуры измерения вибрации должны учитываться критерии надежности, в особенности, если аппаратура используется в схемах защит по повышению вибрации турбоагрегата.

Таблица 1

Максимальное среднеквадратическое значение виброскорости, мм/с	Ограничение на эксплуатацию
До 4,5	Без ограничений
Свыше 4,5 до 7,1	Не более 30 сут
Свыше 7,1 до 11,2	Не более 7 сут
Свыше 11,2	Не допускается

Предпочтение должно отдаваться приборам с наилучшими показателями надежности:

- вероятность безотказной работы;
- наработка на отказ;
- среднее время восстановления;
- ремонтопригодность.

Для контроля параметров вибрации турбоагрегата в настоящее время используются высокочастотные пьезоэлектрические датчики. Они требуют повышенного внимания к качеству крепежа датчиков, а также к качеству монтажа соединительных проводов и заземления. Выполнение этих основных условий обеспечит правильность контроля вибрации в течение длительного периода эксплуатации виброаппаратуры.

3 РЕКОМЕНДУЕМАЯ АППАРАТУРА

В настоящее время промышленностью России выпускается современная аппаратура контроля вибрации, которая может быть рекомендована для применения на ТЭС.

3.1 Стационарная система контроля вибрации "Каскад"

Система разработана, производится и поставляется НПП "ВиКонт" (Москва, пер. Холодильный, д. 1) и предназначена для:

- автоматического контроля вибрации;
- сбора и обработки вибросигналов;
- диагностики дефектов непрерывно работающего промышленного оборудования.

Некоторые технические характеристики комплекса

Измеряемый параметр	Виброскорость, мм/с
Унифицированный выходной сигнал постоянного тока, мА	0–5 0–20 4–20
Количество устанавливаемых уровней сигнализации на каждый канал	2
Вероятность безотказной работы $P_{2000}(t)$	0,96
Среднее время восстановления, ч	1

При изготовлении системы применяются комплектующие изделия промышленного исполнения ведущих мировых производителей, вследствие чего система имеет высокие надежностные характеристики. Система "Каскад" компонуется следующими элементами различных модификаций:

— вибродатчиком пьезоэлектрическим со встроенной и выносной электроникой;

— вибровыключателем, обеспечивающим сигнализацию или отключение механизмов при превышении допустимого уровня вибрации;

— вторичным блоком преобразователя, имеющим стрелочный индикатор, указатель неисправности кабеля, память для фиксации факта срабатывания реле;

— блоком мультиплексора и интерфейса на 32 канала, подключаемым к вторичным блокам преобразования. Блок имеет цифровую индикацию значения величины вибрации и номера канала, обеспечивает просмотр уровня вибрации по каждому каналу, индикацию максимального уровня с указанием номера канала, получение сигналов защиты;

— блоком АЦП с дополнительными программно-цифровыми выходами для управления блоком коммутатора. Блок АЦП выполнен в виде платы, встраиваемой в *IBM PC*.

Программное обеспечение позволяет выполнять:

— автоматический сбор данных измерения;

— сигнализацию о состоянии агрегата;

— визуализацию данных во временной и частотной областях;

— составление отчетов и вывод их на принтер.

Гибкая конфигурация системы "Каскад" позволяет комплектовать аппаратуру по желанию заказчика для различных применений.

В настоящее время система "Каскад" достаточно широко используется в отрасли. При опробовании системы "Каскад" в процессе наладки и эксплуатации имеются единодушные положительные отзывы оперативного персонала (удобство и простота общения, современное оборудование входящее в состав системы и т.д.).

Кроме этого НПП "ВиКонт" выпускает переносной вибростенд типа ВСВ-131 для калибровки виброизмерительной аппаратуры.

3.2 Многоканальная стационарная система виброконтроля "Алмаз"

Стационарная система "Алмаз" разработана и изготавливается фирмой "ДИАМЕХ 2000" (109052, Москва, ул. Подъемная, 14) и представляет собой современный микропроцессорный комплекс, предназначенный для:

— непрерывного контроля вибрации оборудования;

— защиты агрегатов по вибрации;

— диагностики технического состояния агрегатов;

— непрерывного мониторинга вибрации в реальном времени;

— технически обоснованного перехода к обслуживанию оборудования по фактическому состоянию.

Преимущества системы "Алмаз" достигнуты за счет:

— использования в составе системы принципиально нового датчика модели *PA071D*, позволяющего производить периодическое тестирование измерительного тракта без отключения системы и демонтажа датчика;

— применение в каждом измерительном канале сигнального процессора (*DSP*);

— надежности использования центрального управляющего компьютера промышленного типа с процессором 486;

— модульного принципа исполнения многоканальной системы;

— применения комплектующих изделий промышленного исполнения ведущих мировых производителей;

— использования в каждом измерительном канале алфавитно-цифрового светодиодного индикатора, позволяющего производить индивидуальную настройку каждого канала без центрального процессора;

— гибкой настройки каждого канала на уровни срабатывания предупредительной сигнализации и аварийной защиты по любому измеряемому параметру или по логическому алгоритму, учитывающему соотношения параметров вибрации различных каналов;

— ведения базы данных по всем каналам всех измеряемых параметров;

— возможности стыковки с АСУ ТП пользователя через стандартный интерфейс.

Некоторые технические характеристики комплекса

Количество каналов	До 128
Диапазон измеряемых величин	По требованию заказчика
Диапазон регулировки установок	Во всем измеряемом диапазоне
Наработка на отказ	15000 ч
Среднее время восстановления	0,5 ч

3.3 Автоматизированный комплекс мониторинга и диагностики (АКМД)

Автоматизированный комплекс мониторинга и диагностики предназначается для автоматизированного мониторинга технического состояния и диагностики дефектов турбоагрегатов в режимах пуска, работы под нагрузкой, при выбеге, для балансировки ротора турбоагрегата в своих опорах, а также для подготовки и введения исходных данных в систему контроля термонапряженного состояния ротора при пусках.

Как комплекс АКМД разработан, выпускается и налаживается на электростанциях НПП "Электрум" (г. Балашиха, Московская обл.).

Алгоритм диагностики технического состояния турбоагрегата и программный пакет автоматизированной балансировки роторов в своих подшипниках разработан ЦКТИ им. Ползунова.

Алгоритм контроля термонапряженного состояния ротора разработан ОАО "ВТИ".

Программный пакет контроля термонапряженного состояния ротора разработан НИЦ Автоматика.

Одной из функций АКМД является контроль вибрационного состояния турбоагрегата. Для выполнения этой функции в состав АКМД входит следующее оборудование:

– трехкомпонентные датчики вибрации;

– трехканальные блоки магистральных усилителей (БМУ), обеспечивающие предварительное усиление сигнала датчика вибрации и преобразование его в токовый сигнал, пропорциональный виброускорению;

– мультиплексор сигналов датчиков вибрации (МСДВ), обеспечивающий дискретизацию, уплотнение и трансляцию сигналов датчиков вибрации;

– персональный компьютер *IBM*-386*DX*, дополнительно оснащенный блоками ввода информации и аналого-цифрового преобразования.

Персональный компьютер на основе специализированных программ обеспечивает:

– контроль вибрационного и тепломеханического состояния турбоагрегата с расчетом и отображением на экране монитора данных параметров;

– защиту по предварительным и аварийным уставкам;

– регистрацию аномальных вибрационных состояний;

– накопление и хранение информации о вибрационном состоянии агрегата, ведение базы данных;

– анализ и диагностику причин вибрации с указанием вида дефекта и дефектного узла;

– проведение балансировочных расчетов;

– документирование данных мониторинга и диагностики для оперативного и инженерного персонала.

Программное обеспечение АКМД состоит из 4 частей:

– программы обеспечения мониторинга и диагностики, разработанной для функционирования в среде *MS-DOS*;

– программного обеспечения платы высокоскоростного сигнального процессора для организации многопроцессорной параллельной обработки данных;

— программного обеспечения для отладки комплекса и работы с базами данных и записями "черного ящика";

— программного обеспечения балансировочных расчетов.

По данным технического описания изготовитель рекомендует выполнять регламентные работы по проверке датчиков вибрации и каналов связи 1 раз в 2 года.

При опробовании комплекса в процессе наладки и эксплуатации имеются единодушные положительные отзывы оперативного персонала (удобство общения, современное оборудование, входящее в комплекс, современный дизайн и др.). Индикация только на экране персонального компьютера.

3.4 Устройство ИП-21М

Устройство ИП-21М предназначено для измерения среднеквадратического значения виброскорости опор подшипников турбоагрегата в двух направлениях, преобразования виброскорости в унифицированный выходной сигнал постоянного тока, формирования дискретного сигнала при достижении заданного значения виброскорости.

Устройство разработано НПП "Элексир" (344004, г. Ростов-на-Дону, ул. Кулагина, 62/45 "б") и состоит из:

— вибропреобразователя (датчика);

— блока вибропреобразователя (преобразователь);

— блока контроля (блок);

— элементов крепления датчиков, преобразователя и блока.

Некоторые технические характеристики комплекса

Унифицированный выходной сигнал постоянного тока, мА	0–5 0–20 4–20
Диапазон уровней сигнализации, мм/с	1–12 2–30
Количество устанавливаемых уровней сигнализации на каждый канал	2
Наработка на отказ, ч, не менее	$2{,}5 \cdot 10^4$

3.5 Аппаратура "Вибробит-200"

Аппаратура "Вибробит-200" разработана и изготавливается НПП "Вибробит" (344004, г. Ростов-на-Дону, ул. Кулагина) и предназначена для измерения среднеквадратического значения виброскорости опор подшипников турбоагрегата, преобразования виброскорости в унифицированный выходной сигнал постоянного тока, формирования дискретного сигнала при достижении заданного значения виброскорости и состоит из:

- вибропреобразователя (датчик);
- блока вибропреобразователя (преобразователь);
- блока контроля (блок);
- элементов крепления датчиков, преобразователя и блока.

Некоторые технические характеристики комплекса

Унифицированный выходной сигнал постоянного тока, мА	0–5 0–20 4–20
Диапазон регулировки сигнализации	Во всем диапазоне
Количество устанавливаемых уровней сигнализации на каждый канал	2

3.6 Аппаратура СИВОК

Аппаратура СИВОК разработана и изготавливается НПО "Макрогравитация" (НПП "Элексирон") (344004, г. Ростов-на-Дону, ул. Кулагина) и предназначена для измерения среднеквадратического значения виброскорости опор подшипников турбоагрегата, преобразования виброскорости в унифицированный выходной сигнал постоянного тока, формирования дискретного сигнала при достижении заданного значения виброскорости и состоит из:

- вибропреобразователя (датчик);
- блока вибропреобразователя (преобразователь);
- блока контроля (блок);
- элементов крепления датчиков, преобразователя и блока.

Некоторые технические характеристики комплекса

Унифицированный выходной сигнал постоянного тока, мА	0–5 0–20 4–20
Диапазон регулировки сигнализации	Во всем диапазоне
Количество устанавливаемых уровней сигнализации на каждый канал	2

Предлагаемая выше аппаратура ("Каскад", "Алмаз", АКМД, ИП-21М, "Вибробит-200", СИВОК) наиболее применяема в настоящее время, удовлетворяет требованиям, предъявляемым к аппаратуре контроля вибрации на ТЭС (см. п. 1.6) и имеет наилучшие надежностные характеристики.

Приложение А
(*справочное*)

ТИП АППАРАТУРЫ КОНТРОЛЯ ВИБРАЦИИ, ПРИМЕНЯЕМОЙ В СХЕМАХ ЗАЩИТ ПРИ ПОВЫШЕНИИ ВИБРАЦИИ ОПОР ПОДШИПНИКОВ ТУРБОАГРЕГАТОВ НА ТЭС

Организация	Аппаратура	Количество комплектов	Время эксплуатации	Количество отказов за последний год	Наиболее ненадежные узлы и детали	Величина предупредительной и аварийной уставок. Время выдержки срабатывания	Вибростенды, используемые на ТЭС	Примечания
1. Ириклинская ГРЭС	Вибробит-100 НПП «Вибробит», г. Ростов-на-Дону	5	С 1999 г.	Нет	Преобразователь ИП-34	Пр. – 7,1 мм/с Ав. – 11,2 мм/с $t_{выд}$ – 10 с	ВСВ-131	
2. Кармановская ГРЭС	ВВК-311	6	С 1988 г.	10	Блок питания, предварительный усилитель, конденсаторы	Пр. – 7,1 мм/с Ав.– 11,2 мм/с $t_{выд}$ – 2 с	ВКЭ-1	
3. Конаковская ГРЭС	ВК-321 Каскад НПП ВиКонт, Москва, Холодильный пер., 1	3	С 2001 г.	Нет	Недостаток Каскада – при посадке напряжения прибор увеличивает показания, что чревато ложной работой защиты	Пр. – 6 мм/с Ав. – 9 мм/с без выдержки времени	ВСВ-131	
	Аппаратура 2ВА с датчиками СВ-4ВПЧ, усилитель типа УВ-2М	2	С 1974 г.	12 (без ложных срабатываний защит)	Датчики СВ-4ВПЧ, усилитель УВ-2М	Пр. – 50 мкн Ав. – 70 мкн $t_{выд}$ – 5 с		
4. Краснодарская ТЭЦ	СИВОК с блоками СКАЧОК-21 НПП Элексирон, г. Ростов-на-Дону	3	С 1999 г.	1	–	Пр. – 7,1 мм/с Ав.– 11,2 мм/с $t_{выд}$ – 3 с	ВСВ-131	

Продолжение приложения 1

Организация	Аппаратура	Количество комплектов	Время эксплуатации	Количество отказов за последний год	Наиболее ненадежные узлы и детали	Величина предупредительной и аварийной уставок. Время выдержки срабатывания	Вибростенды, используемые на ТЭС	Примечания
5. Красноярская ГРЭС-2	СИВОК НПП Элексирон, г. Ростов-на-Дону	4	С 2000 г.	2	–	Пр. – 7,1 мм/с Ав.– 11,2 мм/с $t_{выд}$ – 2 с	ВСВ-131	
6. ТЭЦ-17 Мосэнерго	ВК-321 Каскад НПП ВиКонт, Москва, Холодильный пер., 1	12	С 2000 г.	Два блока индикации	–	Пр. – 1,1 мм/с Ав.– 1,7 мм/с $t_{выд}$ – 2 с	–	
7. ТЭЦ-21 Мосэнерго	ВВК-331 Каскад ВК321 Каскад ВК361	15 10 1	С 1990 г. С 2000 г. С 2000 г.	62 5	Вторичный блок Вторичный блок ВК321 Усилитель ВК312	Пр. – 4,5 мм/с Ав. – 7,1 мм/с $t_{выд}$ – 2 с	ВСВ-131	
8. ТЭЦ-25 Мосэнерго	ВВК-331	16	С 1983 г.	41	Блок вибрации, усилитель вибропреобразователя	Пр. – 4,5 мм/с Ав. – 10 мм/с $t_{выд}$ – 2 с	ВСВ-131	
9. ТЭЦ-26 Мосэнерго	ВВК-331	18	С 1983 г.	24	Усилитель постоянного тока	Пр. – 4,5 мм/с Ав. – 10 мм/с $t_{выд}$ – 2 с	–	Проводится замена ВВК-331 на аппаратуру вибродиагностики НПП «Электрум»

02-52

10. Новочеркасская ГРЭС	СИВОК НПП Элексирон, г. Ростов-на-Дону	5	С 1997 г.	8	Блок питания, блок измерения	Ав.– 11,2 мм/с $t_{выд}$ – 3 с	ВСВ-131	
11. Северодвинская ТЭЦ-2	ВВК-331	4	С 1980 г.	–	Блок питания	Пр. – 7,1 мм/с Ав.– 11,2 мм/с	ВК-1 МВС-85	
12. Среднеуральская ГРЭС	ВВК-331	4	С 1985 г.	15	Блок питания, датчик	Пр. – 7,1 мм/с Ав.– 11,2 мм/с $t_{выд}$ – 3 с	–	
13. Ставропольская ГРЭС	Вибробит 100, Вибробит 200	24	С 1994 г.	1	–	Пр. – 7,1 мм/с Ав.– 11,2 мм/с	МВС-85	
14. Троицкая ГРЭС	ВВК-331 КСУ-243.003, г. Миасс	2 3	С 1991 г. С 1993 г.	– 3	Усилитель постоянного тока Ф7028 Блок питания	Пр. – 7,1 мм/с Ав.– 11,2 мм/с	ВКЭ-1	
15. Черепетская ГРЭС	ВВК-331	7	С 1994 г.	–	Блок питания	Пр. – 7,1 мм/с Ав. – 11,2 мм/с	ВСВ-131	
16. Щекинская ГРЭС	ВВК-331 Каскад ВК-300	1 1	С 1993 г. С 2001 г.	4 –	Блок питания –	Пр. – 4,5 мм/с Ав. – 11,2 мм/с $t_{выд}$ – 2 с $t_{выд}$ – 4 с	–	

Приложение Б
(справочное)

ТИП АППАРАТУРЫ КОНТРОЛЯ ВИБРАЦИИ, ПРИМЕНЯЕМОЙ В СХЕМАХ СИГНАЛИЗАЦИИ ПРИ ПОВЫШЕНИИ ВИБРАЦИИ ОПОР ПОДШИПНИКОВ ТУРБОАГРЕГАТОВ НА ТЭС

Организация	Аппаратура	Количество комплектов	Время эксплуатации	Количество отказов за последний год	Наиболее ненадежные узлы и детали	Величина предупредительной и аварийной уставок. Время выдержки срабатывания	Вибростенды, используемые на ТЭС	Примечания
1. Барнаульская ТЭЦ-3	ВВК-331	2	С 1982 г.	5	Блок питания, датчик	Пр. – 4,5 мм/с Ав. – 7,51 мм/с	–	
	УВ-2М	1	С 1979 г.	3	Блок питания	Пр. – 41 мкн Ав. – 64 мкн		
2. Воронежская ТЭЦ-1	Переносной виброметр Стационарная система контроля вибрации УАМ-380/3 Для анализа вибрации АЧ-012 фирмы ДИАМЕХ	–	–	–	–	–	–	
3. Заинская ГРЭС	ВВК-331	7	С 1987 г.	–	Блок питания	Сигнал 4,5 мм/с	ВКЭ1	
	СВ-4	5	С 1969 г.	–	–	Сигнал 40 мкн		
4. Ивановская ТЭЦ-2	ВВК-331	4	С 1985 г.	4	Усилитель-преобразователь	Пр. – 4,1 мм/с Ав. – 7,1 мм/с	–	
5. Игневская ТЭЦ-2	ВВК-331	2	С 1982 г.	32	Усилитель-преобразователь, блок питания	Пр. – 4,1 мм/с Ав. – 7,1 мм/с	МВС-85	
	1ВА с прибором КСУ-2	3	С 1975 г.	13	Датчик СВ-4	Пр: – 30 мкн		
6. Нюренгринская ГРЭС	ВВК-331	–	–	–	–	–	–	
7. Омская ТЭЦ-4	УВ-2М	5	С 1968 г.	2	Вибродатчик	Сигнал 40 мкн	ВСВ-131	
	Каскад ВК-321 Москва, НПП ВиКонт, Холодильный пер., 1	2	С 1994 г.	2	Микросборка ВД-2	Пр. – 4,5 мм/с Ав. – 7,1 мм/с		
8. Омская ТЭЦ-5	Каскад ВК-321 Москва, НПП ВиКонт, Холодильный пер., 1	1	С 1997 г.	5	Датчик, микросборка	Пр. – 4,5 мм/с Ав. – 7,1 мм/с	–	
	ВВК-331	3	С 1982 г.	10	Усилитель постоянного тока	Пр. – 4,5 мм/с Ав. – 7,1 мм/с		
	1ВА	1	С 1980 г.	3	Усилитель, датчик	Сигнал 40 мкн		
9. Первомайская ТЭЦ Ленэнерго	ВВК-331	7	С 1985 г.	80	Усилитель Ф7029, блок питания	Пр. – 4,5 мм/с Ав. – 7,1 мм/с	–	
10. Сахалинская ГРЭС	УВ-2М	–	С 1966 г.	–	–	Сигнал 30 мкн	–	
11. Сосногорская ТЭЦ	ВСВ-350 Дагестан, Махачкала	1	С 1996 г.	2	Датчик	Пр. – 4,5 мм/с Ав.– 11,2 мм/с	ВСВ-131	
	1ВА	6	С 1970г.	6	Датчик	–		
12. Череповецкая ГРЭС	ВВК-331	3	С 1986 г.	6	Блок питания	Пр. – 5,1 мм/с Ав. – 11,2 мм/с	–	

Список использованной литературы

1. **Рунов Б.Т.** Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов.— М.: Энергоиздат, 1982.
2. **Сорокина Р.Ф.** Оценка эффективности автоматического контроля вибрации турбоагрегатов.— Электрические станции, № 3, 1972.
3. **Рунов Б.Т., Меерович Л.Б.** Разработка норм вибрации турбоагрегатов.— Электрические станции, 1978, № 10.
4. **Рауш Э.** Фундаменты машин.— М.: Стройиздат, 1965.
5. **Малинская Н.Н.** Особенности физиологического воздействия вибрации, положенные в основу нормирования.— В кн.: Научные основы нормирования вибраций. МДНТП им. Ф.Э. Дзержинского, 1968.
6. Объем и технические условия на выполнение технологических защит теплотехнического оборудования блочных установок с прямоточными котлами (для оборудования, спроектированного до 1997 г.): РД 153-34.1-35.114-00.— М.: СПО ОРГРЭС, 2001.
7. Объем и технические условия на выполнение технологических защит теплотехнического оборудования блочных установок с барабанными котлами (для оборудования, спроектированного до 1997 г.): РД 153-34.1-35.115-2001.— М.: СПО ОРГРЭС, 2001.
8. Объем и технические условия на выполнение технологических защит теплоэнергетического оборудования электростанций с поперечными

связями и водогрейных котлов (для оборудования, спроектированного до 1997 г.): РД 153-34.1-35.116-2001.— М.: СПО ОРГРЭС, 2001.
9. Объем и технические условия на выполнение технологических защит теплоэнергетического оборудования электростанций с поперечными связями и водогрейных котлов (для оборудования, проектируемого с 1997 г.): РД 34.35.131-95.— М.: СПО ОРГРЭС, 1997.
10. Объем и технические условия на выполнение технологических защит теплоэнергетического оборудования блоков с барабанными котлами (для оборудования, проектируемого с 1997 г.): РД 34.35.132-95.— М.: СПО ОРГРЭС, 1997.
11. Объем и технические условия на выполнение технологических защит теплоэнергетического оборудования моноблоков с прямоточными котлами (для оборудования, проектируемого с 1997 г.): РД 34.35.133-95.— М.: СПО ОРГРЭС, 1997.

СОДЕРЖАНИЕ

1 О КОНТРОЛЕ ВИБРАЦИИ ОПОР ПОДШИПНИКОВ ПАРОТУРБИННЫХ АГРЕГАТОВ 3
1.1 Общие положения 3
1.2 Цель нормирования вибрации 5
1.3. Сопоставление характеристик основных параметров вибрации 6
1.4 Преимущества параметра виброскорости (среднеквадратического значения) 8
1.5 Установление нормативных значений вибрации 12
1.6 Основные требования к проведению измерений при контроле вибрации 15
1.7 Технические условия на выполнение технологической защиты турбоагрегата при повышении виброскорости корпусов подшипников турбоагрегата 17
2 ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО ВЫБОРУ АППАРАТУРЫ, УЧАСТВУЮЩЕЙ В СХЕМЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ ТУРБОАГРЕГАТА ПРИ ПОВЫШЕНИИ ВИБРАЦИИ 18
3 РЕКОМЕНДУЕМАЯ АППАРАТУРА 19
3.1 Стационарная система контроля вибрации "Каскад" 19
3.2 Многоканальная стационарная система виброконтроля "Алмаз" 21
3.3 Автоматизированный комплекс мониторинга и диагностики (АКМД) 22
3.4 Устройство ИП-21М 24
3.5. Аппаратура "Вибробит-200" 25
3.6. Аппаратура СИВОК 25

Приложение А Тип аппаратуры контроля вибрации, применяемой в схемах защит при повышении вибрации опор подшипников турбоагрегатов на ТЭС 27
Приложение Б Тип аппаратуры контроля вибрации, применяемой в схемах сигнализации при повышении вибрации опор подшипников турбоагрегатов на ТЭС 30
Список использованной литературы 32

Подписано к печати 25.08.2003
Печать ризография | Усл.печ л. 2,2 Уч.-изд. л. 2,2 | Тираж 200 экз.
Заказ № | Издат. № 02-52

Лицензия № 040998 от 27.08.99 г.

СПО ОРГРЭС
107023, Москва, Семеновский пер., д. 15