РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ИСПЫТАНИЯ ВИБРАЦИОННЫЕ ГОЛОВНЫХ ПАРОТУРБИННЫХ АГРЕГАТОВ

РТМ 108.021.01—82

Издание официальное

gost.e-ecolog.ru

УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ указанием Министерства энергетического машиностроения от 06.09.82 № ВВ-002/7035

ИСПОЛНИТЕЛИ: **В. И. ОЛИМПИЕВ**, д-р техн. наук; **И. И. ОРЛОВ**, канд. техн. наук (руководители темы); **И. А. КОВАЛЕВ**, канд. техн. наук; **А. И. СМИРНЫЙ**; **Е. В. УРЬЕВ**, канд. техн. наук

© Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова (НПО ЦКТИ), 1983.

УДК 621.165–752(083.74) Группа Е23

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ИСПЫТАНИЯ ВИБРАЦИОННЫЕ ГОЛОВНЫХ ПАРОТУРБИННЫХ АГРЕГАТОВ

РТМ 108.021.01—82

Введен впервые

Указанием Министерства энергетического машиностроения от 06.09.82 № ВВ-002/7035 срок действия установлен

с 01.07.83

до 01.07.88

Настоящий руководящий технический материал (РТМ) распространяется на головные образцы новых или модернизированных энергетических паротурбинных агрегатов (далее — турбоагрегатов) мощностью 135 МВт и более.

РТМ устанавливает порядок и методику проведения вибрационных испытаний системы турбоагрегат — фундамент — основание (далее — ТФО).

Основные термины и определения — по ГОСТ 23269—78.

Остальные термины, используемые в РТМ, приведены в справочном приложении 1.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Динамическая надежность турбоагрегата и системы ТФО в целом определяется низким уровнем вынужденных колебаний роторов, корпусов подшипников и фундамента, а также практическим отсутствием самовозбуждающихся колебаний валопровода.

Вибрация корпусов подшипников регламентируется нормативными документами.

1.2. Динамическая надежность достигается рациональным конструированием турбоагрегата и его фундамента, высоким качеством изготовления, уравновешивания и соединения роторов при сборке валопровода, сборкой и эксплуатацией турбины и генератора в соответствии с технической документацией предприятий-изготовителей, а также соблюдением правил технической эксплуатации Минэнерго СССР.

Издание официальное Перепечатка воспрещена

1.3. Экспериментальная проверка динамической надежности турбоагрегата осуществляется путем проведения вибрационных испытаний головного образца серии при монтаже (первый этап) и на стадии пусконаладочных работ и опытно-промышленной эксплуатации (второй этап).

На первом этапе испытаний определяется динамическая податливость опор валопровода, необходимая для оценки качества опор (значения динамических податливостей не должны превышать установленных опытом величин, см. раздел 2), разработки в случае необходимости мероприятий по повышению динамической жесткости опор, обоснования требований на уравновешивание роторов серийных машин, выполнения уточненных расчетов вынужденных колебаний серийной системы ТФО.

На втором этапе определяются вибрационные характеристики турбоагрегата и фундамента, а также статические составляющие положения центров цапф роторов во вкладышах, перекосы и взаимное положение подшипников.

По результатам второго этапа испытаний дается итоговая оценка динамической надежности турбоагрегата.

В случае необходимости на основе данных, полученных при вибрационных испытаниях системы ТФО, разрабатываются мероприятия по обеспечению динамической надежности головного и серийного образцов.

1.4. Вибрационным испытаниям должны подвергаться не только головные турбоагрегаты, но и модернизированные, а также серийные агрегаты, если они устанавливаются на фундаментах, по конструкции существенно отличающихся от фундамента головного образца.

1.5. При изменениях конструкции корпуса подшипника, которые могут привести к изменению динамических свойств опоры валопровода, рекомендуется проводить предварительные вибрационные испытания подшипника на стенде предприятия-изготовителя согласно приложению 2.

1.6. Вибрационные испытания турбоагрегата проводятся НПО ЦКТИ совместно с предприятием — изготовителем турбины при участии организаций (предприятий) Минэлектротехпрома и Минэнерго СССР.

1.7. Вибрационные испытания фундамента до монтажа турбоагрегата проводятся в соответствии с техническими требованиями на проектирование фундаментов.

1.8. Вибрационные испытания облопачивания головных турбоагрегатов проводятся в соответствии с РТМ 108.021.03—77.

2. ВИБРАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ОПОР ВАЛОПРОВОДА ПРИ МОНТАЖЕ ТУРБОАГРЕГАТА НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

2.1. Вибрационным испытаниям на электростанции подлежат все опоры валопровода турбоагрегата.

2.2. В результате испытаний должна быть получена матрица комплексных коэффициентов динамической податливости в характерных точках опор валопровода.

В соответствии с задачами испытаний (см. п. 1.3) необходимо найти матрицу, достаточно полно описывающую динамические свойства опор валопровода. Число и места расположения характерных точек, в которых должны быть определены коэффициенты динамической податливости, устанавливаются при разработке программы вибрационных испытаний опор в зависимости от конструкций корпусов подшипников и фундамента.

2.3. Комплексный коэффициент динамической податливости (вектор) α_{jxyk} рассчитывается как отношение комплексного перемещения точки системы к комплексной возбуждающей силе, вызывающей это перемещение:

$$\alpha_{jxyk}(\omega)=\frac{|A_{jxyk}(\omega)|}{|Q_{yk}(\omega)|}e^{i\varphi_{jxyk}(\omega)}, \qquad (1)$$

где j — номер точки, в которой определяется податливость;

x — любое из взаимно ортогональных направлений — вертикальное (В), горизонтально-поперечное (П), горизонтально-осевое (О), в котором определяется податливость;

y — направление возбуждающей силы;

k — номер точки, к которой приложена возбуждающая сила;

ω — частота возбуждающей силы;

$|A_{jxyk}(\omega)|$ — модуль комплексного перемещения (вектора) точки, равный амплитуде гармонических колебаний этой точки в направлении x;

$|Q_{yk}(\omega)|$ — модуль комплексной возбуждающей силы (вектора), равный ее амплитудному значению;

$\frac{|A_{jxyk}(\omega)|}{|Q_{yk}(\omega)|}=|\alpha_{jxyk}(\omega)|$ — модуль комплексного коэффициента динамической податливости;

e — основание натуральных логарифмов, $i=\sqrt{-1}$;

$\varphi_{jxyk}(\omega)$ — аргумент комплексного коэффициента динамической податливости, равный сдвигу фаз между перемещением $A_{jxyk}(\omega)$ и возбуждающей силой $Q_{yk}(\omega)$.

2.4. Матрица комплексных коэффициентов динамической податливости в характерных точках опор валопровода имеет вид:

$$\|\alpha\| = \left\| \begin{array}{ccccccccc}
\frac{|\alpha_{1ББ1}|}{\varphi_{1ББ1}} & \frac{|\alpha_{1ББN}|}{\varphi_{1ББN}} & \frac{|\alpha_{1ББW}|}{\varphi_{1ББW}} & \frac{|\alpha_{1БП1}|}{\varphi_{1БП1}} & \frac{|\alpha_{1БПN}|}{\varphi_{1БПN}} & \frac{|\alpha_{1БПW}|}{\varphi_{1БПW}} & \frac{|\alpha_{1БО1}|}{\varphi_{1БО1}} & \frac{|\alpha_{1БОN}|}{\varphi_{1БОN}} & \frac{|\alpha_{1ББW}|}{\varphi_{1ББW}} \\
\frac{|\alpha_{NББ1}|}{\varphi_{NББ1}} & \frac{|\alpha_{NББN}|}{\varphi_{NББN}} & \frac{|\alpha_{NББW}|}{\varphi_{NББW}} & \frac{|\alpha_{NБП1}|}{\varphi_{NБП1}} & \frac{|\alpha_{NБПN}|}{\varphi_{NБПN}} & \frac{|\alpha_{NБПW}|}{\varphi_{NБПW}} & \frac{|\alpha_{NБО1}|}{\varphi_{NБО1}} & \frac{|\alpha_{NБОN}|}{\varphi_{NБОN}} & \frac{|\alpha_{NБОW}|}{\varphi_{NБОW}} \\
\frac{|\alpha_{WББ1}|}{\varphi_{WББ1}} & \frac{|\alpha_{WББN}|}{\varphi_{WББN}} & \frac{|\alpha_{WББW}|}{\varphi_{WББW}} & \frac{|\alpha_{WБП1}|}{\varphi_{WБП1}} & \frac{|\alpha_{WБПN}|}{\varphi_{WБПN}} & \frac{|\alpha_{WБПW}|}{\varphi_{WБПW}} & \frac{|\alpha_{WБО1}|}{\varphi_{WБО1}} & \frac{|\alpha_{WБОN}|}{\varphi_{WБОN}} & \frac{|\alpha_{WБОW}|}{\varphi_{WБОW}} \\
\frac{|\alpha_{1ПБ1}|}{\varphi_{1ПБ1}} & \frac{|\alpha_{1ПБN}|}{\varphi_{1ПБN}} & \frac{|\alpha_{1ПБW}|}{\varphi_{1ПБW}} & \frac{|\alpha_{1ПП1}|}{\varphi_{1ПП1}} & \frac{|\alpha_{1ППN}|}{\varphi_{1ППN}} & \frac{|\alpha_{1ППW}|}{\varphi_{1ППW}} & \frac{|\alpha_{1ПО1}|}{\varphi_{1ПО1}} & \frac{|\alpha_{1ПОN}|}{\varphi_{1ПОN}} & \frac{|\alpha_{1ПОW}|}{\varphi_{1ПОW}} \\
\frac{|\alpha_{NПБ1}|}{\varphi_{NПБ1}} & \frac{|\alpha_{NПБN}|}{\varphi_{NПБN}} & \frac{|\alpha_{NПБW}|}{\varphi_{NПБW}} & \frac{|\alpha_{NПП1}|}{\varphi_{NПП1}} & \frac{|\alpha_{NППN}|}{\varphi_{NППN}} & \frac{|\alpha_{NППW}|}{\varphi_{NППW}} & \frac{|\alpha_{NПО1}|}{\varphi_{NПО1}} & \frac{|\alpha_{NПОN}|}{\varphi_{NПОN}} & \frac{|\alpha_{NПОW}|}{\varphi_{NПОW}} \\
\frac{|\alpha_{WПБ1}|}{\varphi_{WПБ1}} & \frac{|\alpha_{NПБW}|}{\varphi_{NПБW}} & \frac{|\alpha_{WПБW}|}{\varphi_{WПБW}} & \frac{|\alpha_{WПП1}|}{\varphi_{WПП1}} & \frac{|\alpha_{WППN}|}{\varphi_{WППN}} & \frac{|\alpha_{WППW}|}{\varphi_{WППW}} & \frac{|\alpha_{WПО1}|}{\varphi_{WПО1}} & \frac{|\alpha_{WПОN}|}{\varphi_{WПОN}} & \frac{|\alpha_{WПОW}|}{\varphi_{WПОW}} \\
\frac{|\alpha_{1ОБ1}|}{\varphi_{1ОБ1}} & \frac{|\alpha_{1ОБN}|}{\varphi_{1ОБN}} & \frac{|\alpha_{1ОБW}|}{\varphi_{1ОБW}} & \frac{|\alpha_{1ОП1}|}{\varphi_{1ОП1}} & \frac{|\alpha_{1ОПN}|}{\varphi_{1ОПN}} & \frac{|\alpha_{1ОПW}|}{\varphi_{1ОПW}} & \frac{|\alpha_{1ОО1}|}{\varphi_{1ОО1}} & \frac{|\alpha_{1ООN}|}{\varphi_{1ООN}} & \frac{|\alpha_{1ООW}|}{\varphi_{1ООW}} \\
\frac{|\alpha_{NОБ1}|}{\varphi_{NОБ1}} & \frac{|\alpha_{NОБN}|}{\varphi_{NОБN}} & \frac{|\alpha_{NОБW}|}{\varphi_{NОБW}} & \frac{|\alpha_{NОП1}|}{\varphi_{NОП1}} & \frac{|\alpha_{NОПN}|}{\varphi_{NОПN}} & \frac{|\alpha_{NОПW}|}{\varphi_{NОПW}} & \frac{|\alpha_{NОО1}|}{\varphi_{NОО1}} & \frac{|\alpha_{NООN}|}{\varphi_{NООN}} & \frac{|\alpha_{NООW}|}{\varphi_{NООW}} \\
\frac{|\alpha_{WОБ1}|}{\varphi_{WОБ1}} & \frac{|\alpha_{WОБN}|}{\varphi_{WОБN}} & \frac{|\alpha_{WОБW}|}{\varphi_{WОБW}} & \frac{|\alpha_{WОП1}|}{\varphi_{WОП1}} & \frac{|\alpha_{WОПN}|}{\varphi_{WОПN}} & \frac{|\alpha_{WОПW}|}{\varphi_{WОПW}} & \frac{|\alpha_{WОО1}|}{\varphi_{WОО1}} & \frac{|\alpha_{WООN}|}{\varphi_{WООN}} & \frac{|\alpha_{WООW}|}{\varphi_{WООW}}
\end{array} \right\|, \quad (2)$$

где $|\alpha_{1ВВ1}|, \ldots, |\alpha_{NВВN}|, \ldots, |\alpha_{WВВW}|$; $|\alpha_{1ПП1}|, \ldots, |\alpha_{NППN}|, \ldots, |\alpha_{WПП W}|$;

$|\alpha_{1ОО1}|, \ldots, |\alpha_{NООN}|, \ldots, |\alpha_{WООW}|$ и $\varphi_{1ВВ1}, \ldots, \varphi_{NВВN}, \ldots, \varphi_{WВВW}$;

$\varphi_{1ПП1}, \ldots, \varphi_{NПППN}, \ldots, \varphi_{WПП W}$; $\varphi_{1ОО1}, \ldots, \varphi_{NООN}, \ldots, \varphi_{WООW}$

— модули и аргументы главных коэффициентов, остальные модули и аргументы — для побочных коэффициентов; N — число опор валопровода; W — число характерных точек опор ($W>N$).

При вибрационных испытаниях опор непосредственно определяются лишь те элементы матрицы (2), которые могут быть получены в результате последовательного приложения к вкладышам вертикальной и горизонтальной (поперечной) гармонических возбуждающих сил.

Величины побочных коэффициентов, симметричных относительно главной диагонали матрицы, должны быть одинаковы. Если в результате измерений получены разные значения, но отличающиеся не более чем на 30%, то в матрицу вносятся величины, равные полусумме этих значений.

2.5. Главные и побочные комплексные коэффициенты динамической податливости в характерных точках опор валопровода должны быть определены в диапазонах частот 15—58 Гц для агрегатов с рабочей частотой вращения 50 Гц и 12—30 Гц для агрегатов с рабочей частотой вращения 25 Гц.

Примечание. Для агрегатов с рабочей частотой вращения 50 Гц комплексные коэффициенты динамической податливости опор ротора генератора и соединяемого с ним ротора низкого давления рекомендуется определять в диапазоне частот 15—110 Гц.

2.6. Погрешности определения модулей и аргументов главных комплексных коэффициентов динамической податливости опор в диапазоне 70—115% рабочей частоты вращения валопровода турбоагрегата не должны превышать 10% для модулей и 5° для аргументов.

2.7. Опоры валопровода пригодны для серийных турбоагрегатов, если:

модули главных коэффициентов динамической податливости в вертикальном и горизонтальном (поперечном) направлениях не превосходят указанных в таблице значений, которые получены путем обобщения результатов испытаний большого числа турбоагрегатов мощностью 200—1200 МВт;

модули побочных коэффициентов α_{jxyj} в диапазоне 70—115% рабочей частоты вращения агрегата не превышают 50% главных.

2.8. Опоры валопровода подвергаются вибрационным испытаниям на заключительной стадии монтажа турбоагрегата после полной сборки статора (фундаментные рамы корпусов подшипников, цилиндров и статора генератора окончательно подлиты; диафрагмы, обоймы диафрагм и внутренние цилиндры уложены

Типы опор	Масса ротора, т	Рабочая частота вращения ротора, Гц	Диапазон частот, для которого регламентируется величина модуля главного коэффициента динамической податливости опоры, Гц	Модуль главного коэффициента динамической податливости опоры (не более), м/кН
Турбинные выносные и встроенные	8—50	50	15—25 25—35 35—58	$10 \cdot 10^{-7}$ $7 \cdot 10^{-7}$ $5 \cdot 10^{-7}$
Генераторные выносные и встроенные	30—60	50	15—25 25—35 35—58	$8 \cdot 10^{-7}$ $6 \cdot 10^{-7}$ $4 \cdot 10^{-7}$
Турбинные выносные	50—80	50	15—25 25—35 35—58	$8 \cdot 10^{-7}$ $5 \cdot 10^{-7}$ $3 \cdot 10^{-7}$
Генераторные выносные	60—120	50	15—25 25—35 35—58	$8 \cdot 10^{-7}$ $4 \cdot 10^{-7}$ $2{,}5 \cdot 10^{-7}$
Турбинные и генераторные выносные	Не более 200	25	12—16 16—20 20—30	$10 \cdot 10^{-7}$ $6 \cdot 10^{-7}$ $5 \cdot 10^{-7}$

в основные цилиндры; конденсаторы приварены к выхлопным патрубкам ЦНД; нижние половины основных цилиндров накрыты верхними, а крепеж горизонтальных разъемов обтянут).

Примечание. Перед сборкой статора для вибрационных испытаний все роторы должны быть вынуты из машины.

2.9. Испытания проводятся методом последовательного возбуждения вынужденных колебаний каждой из опор с одновременной регистрацией размахов и фаз колебаний всех W характерных точек N опор при ступенчатом (с шагом не более 1 Гц) изменении частоты возбуждающей силы.

Измерения должны вестись как при увеличении, так и при уменьшении частоты возбуждающей силы в заданном согласно п. 2.5 диапазоне. В резонансных зонах ступенчатое изменение частоты с необходимым шагом должно обеспечить надежную фиксацию резонансных частот, размахов и фаз колебаний.

2.10. Колебания опоры последовательно в вертикальном и горизонтальном (поперечном) направлениях возбуждаются механическим вибратором, который устанавливается в расточке корпуса подшипника в специальном фальшвкладыше.

Размеры и масса фальшвкладыша, его опирание и фиксация в корпусе подшипника должны быть такими же, как у штатного вкладыша.

Конструкции фальшвкладыша и вибратора должны обеспечить поочередное совпадение линии действия возбуждающей силы с вертикальной и горизонтальной (поперечной) осями симметрии расточки корпуса подшипника.

Примечание. В некоторых случаях при необходимости быстрого получения оценочных данных допускается проведение испытаний по упрощенной методике с установкой вибратора вне расточки вкладыша.

2.11. Перед испытаниями вибратор настраивается таким образом, чтобы при частоте, равной рабочей частоте агрегата, величина возбуждающей силы составляла 15% статической нагрузки на опору от соответствующего ротора. Допускается проведение испытаний с величиной возбуждающей силы, отличающейся от указанной.

2.12. Для выявления возможной нелинейности динамических свойств типовые опоры валопровода (по одной от каждого типа) должны быть испытаны при трех зависимостях возбуждающей силы от частоты, задаваемых в ходе испытаний после пробных пусков вибратора.

2.13. При вибрационных испытаниях опор валопровода вибродатчики должны располагаться:

на фальшвкладыше, установленном в испытываемой опоре;

на бугеле (при креплении вкладыша бугелем) или на крышке подшипника (при креплении вкладыша непосредственно крышкой);

на площадках для штатного контроля вибрации корпусов подшипников турбоагрегата;

на цилиндрах и конденсаторах турбины;

на верхнем поясе, колоннах (стенах) и нижней плите фундамента.

Вибродатчики должны крепиться к статору турбоагрегата и элементам фундамента болтами.

2.14. Настройка схемы измерений, включая вибродатчики, и соответствующая установка на вибраторе фазового датчика должны обеспечить измерение фаз колебаний характерных точек опор относительно возбуждающей силы, развиваемой вибратором.

Направление отсчета фазовых углов и направление вращения вала вибратора, от которого берется импульс на фазовый датчик, должны совпадать с направлением вращения валопровода турбоагрегата.

2.15. Частота развиваемой вибратором возбуждающей силы при измерениях колебаний должна поддерживаться практически постоянной (отклонение — не более $\pm 0{,}05$ Гц).

Погрешность измерения частоты возбуждающей силы не должна превышать 0,017 Гц.

2.16. Порядок проведения вибрационных испытаний опор валопровода дан в рекомендуемом приложении 3.

2.17. После обработки результатов испытаний выпускается технический отчет по работе, оформляемый согласно ГОСТ 7.32—81.

3. ВИБРАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТУРБОАГРЕГАТА НА ПУСКОВЫХ РЕЖИМАХ И ПОД НАГРУЗКОЙ ПРИ ОПЫТНО-ПРОМЫШЛЕННОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

3.1. При вибрационных испытаниях турбоагрегата экспериментально определяются зависимости размахов и фаз гармонических составляющих колебаний подшипников, цапф роторов и элементов фундамента от частоты вращения валопровода, нагрузки и наработки.

Наряду с вибрационными следует определять ряд статических характеристик (положение центров цапф роторов во вкладышах, перекосы вкладышей относительно цапф и взаимное положение подшипников).

3.2. Вибрационные и статические характеристики должны определяться при вводе турбоагрегата в эксплуатацию на пусковых режимах, при нагружении, работе под нагрузкой, включая номинальную, при разгружении и остановах.

3.2.1. Вибрационные характеристики при переходных частотах вращения валопровода должны определяться в диапазоне частот 10—55 Гц для агрегатов с рабочей частотой вращения 50 Гц и 10—28 Гц для агрегатов с рабочей частотой 25 Гц.

3.2.2. Статические характеристики следует определять, начиная с исходного предпускового состояния, при включении ГПУ и ВПУ до подачи пара на уплотнения, набора вакуума в конденсаторах и прогрева машины.

3.2.3. Вибрационные и статические характеристики при переходных частотах вращения за время испытаний должны определяться при различном тепловом состоянии машины и фундамента не менее 8 раз, в том числе непосредственно перед прекращением испытаний.

3.2.4. Вибрационные и статические характеристики при эксплуатации агрегата под нагрузкой должны определяться в течение времени, достаточного для полного прогрева и стабилизации теплового состояния турбоагрегата и фундамента.

3.3. Определение вибрационных характеристик турбоагрегата следует производить с помощью многоканальной аппаратуры, обеспечивающей:

измерение виброскоростей подшипников и фундамента в абсолютной системе отсчета и виброперемещений цапф роторов относительно подшипников;

одновременную регистрацию колебаний всех подшипников, цапф роторов и характерных точек фундамента (магнитографами или светолучевыми осциллографами);

выполнение на установившихся режимах отсчета измеряемых величин по стрелочным или цифровым индикаторам;

выполнение и фиксацию результатов гармонического анализа колебаний.

Примечание. Допускается применение многоканальной аппаратуры для измерения размахов колебаний подшипников и фундамента.

3.4. Датчики для измерения колебаний цапф следует устанавливать на обоих торцах каждого из вкладышей опорных подшипников в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

В случае необходимости и при наличии соответствующих технических средств для детальных исследований колебаний валопровода датчики могут устанавливаться в нескольких сечениях по длине ротора.

3.5. Аппаратура для измерения колебаний подшипников и фундамента должна иметь частотный диапазон с нижней границей 10 Гц и верхней не ниже 1000 Гц. Основная погрешность измерения среднеквадратичного значения скорости колебаний прибором со стрелочной или цифровой индикацией не должна превышать $\pm 10\%$ измеряемого значения.

3.6. Аппаратура для измерения колебаний цапф роторов должна иметь частотный диапазон с нижней границей 8 Гц и верхней не ниже 250 Гц. Основная погрешность измерения размаха колебаний цапфы прибором со стрелочной или цифровой индикацией не должна превышать $\pm 10\%$ измеряемого значения.

3.7. Для контроля частоты вращения валопровода и определения фаз гармонических составляющих колебаний подшипников, цапф роторов и фундамента турбоагрегат должен быть оснащен соответствующими электромеханическими устройствами.

3.7.1. Частота вращения валопровода должна измеряться в оборотах в минуту с помощью связанного с валопроводом генератора 60 импульсов за один оборот, индукционного датчика и электронно-счетного частотомера.

3.7.2. Для подачи на магнитографы или светолучевые осциллографы частотного и фазового сигналов следует использовать связанные с валопроводом генераторы единичных импульсов и индукционные датчики.

3.8. Определение положения цапф в подшипниках следует производить с помощью многоканальной аппаратуры, обеспечивающей:

одновременную регистрацию статических составляющих положений центров цапф на переходных и установившихся режимах;

отсчет на установившихся режимах величин статических составляющих положения центров цапф по светолучевым или стрелочным индикаторам.

Примечание. Допускается применение многоканальной статодинамической аппаратуры.

3.9. Датчики положения центров цапф следует устанавливать на обоих торцах вкладыша в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

Основная погрешность измерения статических составляющих положения центров цапф не должна превышать ±15%. Для уменьшения погрешности рекомендуется устанавливать датчики внутри вкладышей в маслосбросных каналах.

3.10. Взаимное положение подшипников определяется методами абсолютных и относительных измерений.

Абсолютные вертикальные термические деформации фундамента и корпусов подшипников могут быть определены, например, с помощью инварных стержней, подвешиваемых на верхнем строении фундамента и у горизонтального разъема корпусов выносных подшипников, и реперов, устанавливаемых на нижнем строении.

Положение корпусов подшипников относительно друг друга непосредственно может быть определено с помощью многоточечного гидростатического уровня.

3.11. Порядок проведения вибрационных испытаний турбоагрегата на пусковых режимах и под нагрузкой дан в рекомендуемом приложении 4.

3.12. После обработки результатов испытаний выпускается технический отчет по работе, оформляемый согласно ГОСТ 7.32—81.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Справочное

ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В РТМ

Термин	Определение
1. Опора ротора	Система, состоящая из вкладыша, корпуса подшипника и связанных с ним элементов статора турбоагрегата и фундамента с основанием
2. Вибрационные характеристики турбоагрегата	Зависимости размахов и фаз гармонических составляющих колебаний подшипников и цапф роторов от частоты вращения валопровода, мощности (расхода пара) и наработки агрегата

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Рекомендуемое

ВИБРАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ КОРПУСОВ ПОДШИПНИКОВ НА СТЕНДЕ ПРЕДПРИЯТИЯ-ИЗГОТОВИТЕЛЯ

1.1. Вибрационные испытания корпусов подшипников проводятся на стенде предприятия-изготовителя с целью оценки динамических свойств и своевременного выявления возможных дефектов конструкций корпусов (повышенная податливость, резонансы вблизи рабочей частоты вращения).

Вибрационным испытаниям на стенде предприятия-изготовителя подлежат все вновь спроектированные корпуса выносных и встроенных подшипников головной турбины.

В случае, если корпус переднего подшипника ротора генератора входит в объем поставки предприятия — изготовителя турбины, то он также должен быть испытан на стенде этого предприятия.

1.2. Оценка динамических свойств корпусов подшипников производится на основе определения главных и побочных коэффициентов динамической податливости и форм колебаний.

Соотношения для подсчета коэффициентов динамической податливости приводятся в п. 1.20.

1.3. Главные и побочные коэффициенты динамической податливости корпусов подшипников роторов турбин должны быть определены в диапазонах частот 15—58 Гц для агрегатов с рабочей частотой вращения 50 Гц и 12—30 Гц для агрегатов с рабочей частотой вращения 25 Гц.

Коэффициенты динамической податливости корпусов передних подшипников роторов генераторов с рабочими частотами вращения 25 и 50 Гц следует определять в диапазонах частот 12—30 и 15—110 Гц соответственно.

1.4. Формы колебаний корпусов подшипников роторов турбин с рабочими частотами вращения 25 и 50 Гц должны быть определены на рабочих, а также на резонансных частотах в диапазонах 12—30 и 15—58 Гц соответственно. Формы колебаний корпусов передних подшипников роторов генераторов с рабочими частотами вращения 25 и 50 Гц следует определять на рабочих, а также на резонансных частотах в диапазонах 12—30 и 15—110 Гц соответственно.

1.5. Вибрационные испытания корпусов подшипников следует проводить на стенде, не имеющем интенсивных резонансов в диапазоне частот 10—60 Гц.

1.6. Железобетонное стендовое основание должно иметь размеры: в плане — не менее 12×12 м^2, высоту (толщину бетонного массива) — не менее 1 м.

В верхней части основания должны быть залиты плиты для крепления корпусов выносных подшипников и блоков стендового фундамента под цилиндры низкого давления (ЦНД) со встроенными в них корпусами подшипников.

1.7. При размещении корпуса выносного подшипника на стендовом основании необходимо, чтобы линия действия возбуждающей силы лежала в вертикальной плоскости, проходящей через центр тяжести основания.

1.8. Суммарная расчетная жесткость деталей крепления корпуса выносного подшипника к основанию в вертикальном направлении не должна быть меньше $5 \cdot 10^6$ кН/м.

1.9. Перед испытаниями корпус выносного подшипника должен быть притянут к плитам стендового основания с суммарным усилием Q, определяемым по формуле

$$Q = 10\,(1{,}5Q_{\text{п}}^{\text{max}} - 0{,}1gM_{\text{к.п}}),$$

где $Q_{\text{п}}^{\text{max}}$ — максимальная горизонтальная (поперечная) возбуждающая сила, действующая на корпус подшипника при испытаниях;

g — ускорение свободного падения;

$M_{\text{к.п}}$ — масса корпуса подшипника.

1.10. Для оценки динамических свойств корпусов встроенных подшипников ЦНД, свободно установленный на блоках стендового фундамента, перед испытаниями должен быть полностью собран (внутренний цилиндр, обоймы и диафрагмы должны быть уложены в нижнюю половину основного цилиндра, после чего он должен быть накрыт верхней половиной, а крепеж горизонтального разъема обтянут).

После сборки цилиндра распределение нагрузок по площадкам опирания и качество их прилегания к соответствующим поверхностям блоков стендового фундамента должны соответствовать техническим условиям предприятия.

1.11. Суммарная жесткость деталей крепления блоков стендового фундамента к основанию в вертикальном направлении не должна быть меньше $5 \cdot 10^7$ кН/м.

1.12. Перед испытаниями блоки должны быть притянуты к плитам основания с суммарным усилием не менее 3 МН.

1.13. Испытания проводятся путем возбуждения вынужденных колебаний корпуса подшипника, установленного на испытательном стенде, и регистрации размахов и фаз колебаний различных точек корпуса подшипника и стендового основания при ступенчатом (с шагом не более 1,25 Гц) изменении частоты возбуждающей силы.

Измерения должны вестись как при увеличении, так и при уменьшении частоты возбуждающей силы в заданном согласно

п. 1.3 диапазоне. В резонансных зонах ступенчатое изменение частоты с необходимым шагом должно обеспечить надежную фиксацию резонансных частот, размахов и фаз колебаний. Для уменьшения погрешности измерений следует производить отсчет и фиксацию измеряемой величины не менее трех раз.

1.14. Колебания корпуса подшипника последовательно в вертикальном и горизонтальном (поперечном) направлениях возбуждаются механическим вибратором, который устанавливается в расточке корпуса в специальном фальшвкладыше.

Размеры и масса фальшвкладыша, его опирание и фиксация в корпусе подшипника должны быть такими же, как у штатного вкладыша.

1.15. Перед испытаниями вибратор настраивается таким образом, чтобы при частоте, равной рабочей частоте агрегата, возбуждающая сила составляла 15% статической нагрузки на опору от соответствующего ротора. Допускается проведение испытаний с величиной возбуждающей силы, отличающейся от указанной.

1.16. Число и места расположения точек измерений следует выбирать с таким расчетом, чтобы по полученным результатам можно было не только количественно оценить динамические жесткостные свойства корпуса подшипника, но и построить формы колебаний.

В каждой точке и при вертикальной, и при горизонтальной (поперечной) ориентации возбуждающей силы должны измеряться все три составляющие колебаний (вертикальная, поперечная и осевая).

1.17. Вибродатчики должны крепиться к корпусу подшипника и стендовому фундаменту жестко.

Установка на вибраторе фазового датчика и настройка схемы измерений, включая вибродатчики, должны обеспечить измерение фаз составляющих колебаний характерных точек корпуса подшипника и стендового фундамента относительно возбуждающей силы, создаваемой вибратором.

1.18. Величина возбуждающей силы и технические характеристики виброизмерительной аппаратуры должны обеспечивать измерение в диапазоне 70—115% рабочей частоты вращения размахов и фаз колебаний в местах штатного контроля вибрации корпуса подшипника с основной погрешностью не более 10% для размахов и 5° для фаз.

1.19. Система контроля и регулирования частоты вращения ротора вибратора должна обеспечивать измерение частоты возбуждающей силы с абсолютной погрешностью не более 0,017 Гц и поддержание ее при измерениях колебаний практически стабильной (отклонение — не более $\pm 0{,}05$ Гц).

1.20. По результатам измерений подсчитываются по формулам, приведенным в пп. 1.20.1, 1.20.2, главные и побочные коэффициенты динамической податливости корпусов подшипников.

1.20.1. Для корпусов выносных подшипников:

$$\alpha_{1ВВ1}(\omega) = \frac{В_{1В1}(\omega) - 0{,}25\sum_{j=2}^{5} В_{jВ1}(\omega)}{Q_{В1}(\omega)}; \quad (1)$$

$$\alpha_{1ПВ1}(\omega) = \frac{П_{1В1}(\omega) - 0{,}25\sum_{j=2}^{5} П_{jВ1}(\omega)}{Q_{В1}(\omega)}; \quad (2)$$

$$\alpha_{1ОВ1}(\omega) = \frac{О_{1В1}(\omega) - 0{,}25H\sum_{j=2}^{5} \frac{В_{jВ1}(\omega)}{l_j}}{Q_{В1}(\omega)}; \quad (3)$$

$$\alpha_{1ППП1}(\omega) = \frac{П_{1П1}(\omega) - 0{,}25\frac{H}{k}\sum_{j=2}^{5} В_{jП1}(\omega) - 0{,}25\sum_{j=2}^{5} П_{jП1}(\omega)}{Q_{П1}(\omega)}; \quad (4)$$

$$\alpha_{1ВП1}(\omega) = \frac{В_{1П1}(\omega) - 0{,}25\sum_{j=2}^{5} В_{jП1}(\omega)}{Q_{П1}(\omega)}; \quad (5)$$

$$\alpha_{1ОП1}(\omega) = \frac{О_{1П1}(\omega) - 0{,}25\sum_{j=2}^{5} О_{jП1}(\omega)}{Q_{П1}(\omega)}, \quad (6)$$

где $\alpha_{1ВВ1}(\omega)$, $\alpha_{1ППП1}(\omega)$ — главные коэффициенты динамической податливости корпуса подшипника в вертикальном и поперечном направлениях при частоте ω;

$\alpha_{1ПВ1}(\omega)$, $\alpha_{1ОВ1}(\omega)$, $\alpha_{1ВП1}(\omega)$, $\alpha_{1ОП1}(\omega)$ — побочные коэффициенты;

j — номер точки измерения ($j=1$ — точки измерений в местах штатного контроля вибрации корпуса подшипника);

$Q_{В1}(\omega)$, $Q_{П1}(\omega)$ — амплитудные значения вертикальной и горизонтальной (поперечной) возбуждающих сил при частоте ω;

$В_1(\omega)$ — амплитуда вертикальной составляющей колебаний бугеля или крышки корпуса подшипника в точке, лежащей на линии пересечения вертикальной плоскости, содержащей продольную ось корпуса, и вертикальной плоскости, содержащей поперечную ось подшипника и линию действия возбуждающей силы;

$\Pi_1(\omega)$, $O_1(\omega)$ — полусуммы амплитуд соответственно поперечной и осевой составляющих колебаний корпуса подшипника, измеренных в точках нижней половины корпуса, симметричных относительно продольной оси и расположенных на линии пересечения плоскости горизонтального разъема корпуса и вертикальной плоскости, содержащей поперечную ось подшипника и линию действия возбуждающей силы;

$B_j(\omega)$, $\Pi_j(\omega)$, $O_j(\omega)$ — амплитуды составляющих колебаний точек в четырех внешних углах корпуса подшипника у его подошвы;

H — расстояние от подошвы до горизонтального разъема корпуса подшипника;

$2k$ — ширина корпуса подшипника;

l_j — расстояние от j-й точки корпуса у его подошвы до проекции поперечной оси расточки, в которой установлен вибратор, на плоскость подошвы.

Индексы у коэффициентов динамической податливости означают:

первый — номер точки измерения;

второй — направление (вертикальное (В), поперечное (П) или осевое (О)), в котором определяется податливость;

третий — направление, в котором действует возбуждающая сила;

четвертый — номер точки приложения возбуждающей силы.

Индексы у аплитудных значений возбуждающих сил означают:

первый — направление, в котором действует возбуждающая сила;

второй — номер точки приложения силы.

Индексы у аплитуд вертикальных (В), поперечных (П) и осевых (О) колебаний означают:

первый — номер точки измерения;

второй — направление возбуждающей силы;

третий — номер точки приложения силы.

1.20.2. Для корпусов встроенных подшипников:

$$\alpha_{1\text{ВВ}1}(\omega) = \frac{B_{1B1}(\omega) - 0{,}5\left[B_{2B1}(\omega) + B_{3B1}(\omega)\right]}{Q_{B1}(\omega)}; \qquad (7)$$

$$\alpha_{1\text{ПВ}1}(\omega) = \frac{\Pi_{1B1}(\omega) - 0{,}5\left[\Pi_{2B1}(\omega) + \Pi_{3B1}(\omega)\right]}{Q_{B1}(\omega)}; \qquad (8)$$

$$\alpha_{1\text{ОВ}1}(\omega) = \frac{O_{1B1}(\omega) - 0{,}5\left[O_{2B1}(\omega) + O_{3B1}(\omega)\right]}{Q_{B1}(\omega)}; \qquad (9)$$

$$\alpha_{1\text{ПП1}}(\omega)=\frac{\text{П}_{1\text{П1}}(\omega)-0{,}5\left[\text{П}_{2\text{П1}}(\omega)+\text{П}_{3\text{П1}}(\omega)\right]}{Q_{\text{П1}}(\omega)}; \qquad (10)$$

$$\alpha_{1\text{ВП1}}(\omega)=\frac{B_{1\text{П1}}(\omega)-0{,}5\left[\text{В}_{2\text{П1}}(\omega)+\text{В}_{3\text{П1}}(\omega)\right]}{Q_{\text{П1}}(\omega)}; \qquad (11)$$

$$\alpha_{1\text{ОП1}}(\omega)=\frac{\text{О}_{1\text{П1}}(\omega)-0{,}5\left[\text{О}_{2\text{П1}}(\omega)+\text{О}_{3\text{П1}}(\omega)\right]}{Q_{\text{П1}}(\omega)}, \qquad (12)$$

где В_2, В_3, П_2, П_3, О_2, О_3 — амплитуды колебаний точек ЦНД, лежащих в вертикальной плоскости, которая содержит поперечную ось испытуемого корпуса подшипника, и расположенных на горизонтальных поверхностях «балконов», которыми ЦНД опирается на блоки стендового фундамента; остальные обозначения — те же, что и в п. 1.20.1.

1.21. По результатам измерений размахов и фаз колебаний характерных точек корпуса подшипника и стендового фундамента строятся формы колебаний для вещественных и отдельно для мнимых частей комплексных перемещений $A_j=|A_j|[\cos(\omega t+\varphi_j)+i\sin(\omega t+\varphi_j)]$.

Мгновенные значения косинусов и синусов для всех W точек измерений рекомендуется определять для момента времени $t=-\frac{\varphi_1}{\omega}$.

1.22. Материалы испытаний оформляются протоколом, в котором приводятся:

наименование и номер сборочного чертежа корпуса подшипника головной турбины (головного генератора) с указанием типа турбины (генератора);

схема установки корпуса подшипника на стенде;

схема расположения точек измерений, их нумерация и координаты;

таблицы с результатами измерения размахов и фаз составляющих колебаний во всех точках при различных частотах возбуждающих сил (вертикальной и горизонтальной), а также амплитудные значения возбуждающих сил для каждой из частот в диапазоне, определяемом в соответствии с п. 1.3;

таблицы значений главных и побочных коэффициентов динамической податливости корпуса подшипника;

графики зависимостей главных и побочных коэффициентов динамической податливости корпуса подшипника от частоты возбуждающей силы;

формы колебаний корпуса подшипника на частотах, оговоренных в п. 1.4.

1.23. По результатам испытаний составляется заключение о пригодности корпуса подшипника для головного образца, а также для серийного производства. Корпус подшипника считается пригодным для головного образца, а также для серийного производства, если он соответствует следующим условиям:

резонансы корпуса в целом или отдельных его элементов в диапазоне частот, указанном в п. 1.3, отсутствуют;

модули главных коэффициентов динамической податливости в вертикальном и горизонтальном (поперечном) направлениях не превосходят величин, указанных в таблице;

побочные коэффициенты динамических податливостей не превышают 30% главных.

Типы корпусов подшипников	Масса ротора, т	Рабочая частота вращения ротора, Гц	Диапазон частот, для которого регламентируется величина главного коэффициента динамической податливости корпуса, Гц	Главный коэффициент динамической податливости корпуса (не более), м/кН
Турбинные выносные и встроенные	8—50	50	15—58	$5{,}0 \cdot 10^{-7}$
Передние генераторные выносные	30—60	50	15—58 85—115	$4{,}0 \cdot 10^{-7}$ $6{,}0 \cdot 10^{-7}$
Турбинный выносной	50—80	50	15—58	$2{,}0 \cdot 10^{-7}$
Передний генераторный выносной	60—120	50	15—58 85—115	$2{,}0 \cdot 10^{-7}$ $5{,}0 \cdot 10^{-7}$
Турбинные и генераторные выносные	Не более 200	25	12—30	$3{,}0 \cdot 10^{-7}$

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Рекомендуемое

ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ ОПОР ВАЛОПРОВОДА ПРИ МОНТАЖЕ ТУРБОАГРЕГАТА НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

1. Производится полная сборка и подготовка статора и фундамента агрегата к испытаниям.

2. В типовых опорах монтируются фальшвкладыши и вибраторы.

Примечание. Качество прилегания сопрягаемых поверхностей деталей вибрационной установки и корпусов подшипников, а также натяг между ними должны соответствовать техническим условиям на сборку.

3. В соответствии со схемой измерений на машинных и фундаментных элементах опор устанавливаются вибродатчики, которые затем подключаются к виброизмерительной аппаратуре; на вибраторе устанавливаются и подключаются к измерительной аппаратуре фазовый датчик и датчик частоты вращения ротора вибратора (частоты возбуждающей силы).

4. Производятся пробные пуски вибраторов с достижением верхней границы частотного диапазона, указанной в п. 2.5 настоящего РТМ.

При пробном пуске контролируются:

качество сборки вибрационной установки (при хорошем качестве разность размахов колебаний фальшвкладыша и бугеля или крышки корпуса подшипника, направление которых совпадает с направлением возбуждающей силы, на рабочей частоте вращения не должна превышать 3 мкм);

работоспособность всех измерительных каналов;

правильность схемы измерения фаз составляющих колебаний (при правильной схеме значения фазы перемещений фальшвкладыша с вибратором в направлении возбуждающей силы при всех частотах должны находиться в пределах 180—360°);

достаточность величины возбуждающей силы, создаваемой вибратором, для определения модулей главных коэффициентов динамической податливости опоры с погрешностью, не превышающей указанной в п. 2.6 РТМ.

5. По расширенной программе, предусматривающей определение коэффициентов динамических податливостей опор при различных величинах и ориентации возбуждающих сил, испытываются типовые опоры роторов турбины и генератора (по одной от каждого типа).

При этих испытаниях снимаются также контурные характеристики (на резонансных и рабочей частотах) и определяется влияние воды в конденсаторе на динамические характеристики опор ротора низкого давления и передней генераторной опоры.

При проведении испытаний для уменьшения погрешности измерений следует производить отсчет и фиксацию измеряемой величины не менее трех раз.

6. Производится выборочная обработка полученных экспериментальных данных, при которой подсчитываются модули главных комплексных коэффициентов динамической податливости и относительные погрешности определения модулей.

Относительная погрешность определения модуля комплексного коэффициента динамической податливости находится по соотношению

$$\frac{\delta|\alpha(\omega)|}{|\alpha(\omega)|}=\sqrt{\left[\frac{\delta A(\omega)}{A(\omega)}\right]^2+\left[\frac{\delta Q(\omega)}{Q(\omega)}\right]^2}.$$

Здесь $\frac{\delta A(\omega)}{A(\omega)}$ — относительная погрешность измерения амплитуды колебаний опоры при текущем значении частоты ω;

$A(\omega)=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}A_i(\omega)$ — среднее значение из n измерений амплитуды колебаний;

$\frac{\delta Q(\omega)}{Q(\omega)}$ — относительная погрешность экспериментального или расчетного определения амплитудного значения возбуждающей силы $Q(\omega)$,

где $\delta A(\omega)=\sqrt{\frac{1}{n(n-1)}t_\beta^2(n)\sum_{i=1}^{n}[A(\omega)-A_i(\omega)]^2+\left[\frac{t_\beta(\infty)}{3}\right]^2k^2}$;

$t_\beta(n)$ — коэффициент Стьюдента, определяемый по таблице 2 раздела 5 ГОСТ 11.004—74 в соответствии с числом измерений n и задаваемой двусторонней доверительной вероятностью β;

k — погрешность измерительного прибора.

Для механических вибраторов $Q(\omega)$ определяется расчетным путем по паспортной зависимости

$$Q(\omega)=f(z,\ m,\ \varepsilon,\ \omega,\ \gamma),$$

а $\delta Q(\omega)/Q(\omega)$ находится по соотношению

$$\frac{\delta Q(\omega)}{Q(\omega)}=\sqrt{\left(\frac{\partial}{\partial m}\ln f\right)^2(\delta m)^2+\left(\frac{\partial}{\partial\varepsilon}\ln f\right)^2(\delta\varepsilon)^2+\cdots}$$

$$\cdots+\left(\frac{\partial}{\partial\omega}\ln f\right)^2(\delta\omega)^2+\left(\frac{\partial}{\partial\gamma}\ln f\right)^2(\delta\gamma)^2},$$

где z — число неуравновешенных роторов вибратора;

m — масса ротора;

ε — смещение центра тяжести ротора относительно оси вращения;

ω — угловая частота вращения ротора;

γ — величина, отражающая влияние взаимного расположения смещений центров тяжести роторов;

$\delta\gamma$, δm, $\delta\varepsilon$, $\delta\omega$ — абсолютные погрешности определения соответствующих величин.

7. На основе испытаний типовых опор уточняется программа испытаний остальных опор (в основном в связи с уточнением необходимых величин возбуждающих сил при различных частотах, а также числа и расположения точек измерений).

8. В ходе испытаний остальных опор следует сопоставлять получаемые результаты с данными испытаний соответствующей типовой опоры и в случае значительных отклонений устанавливать их причину.

9. По окончании испытаний производится предварительная обработка экспериментальных данных для получения модулей главных α_{jxxj} и побочных α_{jxyj} комплексных коэффициентов динамических податливостей всех опор валопровода, а также характерных точек системы в диапазоне 70—115% рабочей частоты вращения валопровода.

По результатам измерений и экспресс-обработки экспериментальных данных составляется предварительное заключение о динамических характеристиках опор валопровода.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Рекомендуемое

ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ ТУРБОАГРЕГАТА

1. После сборки схемы измерений производится расстановка и фиксация лучей на экранах и фотобумаге светолучевых осциллографов *.

2. До включения ВПУ положения базовых лучей совмещаются с начальными положениями лучей, предназначенных для фиксации перемещений цапф; на пленках соответствующих осциллографов делаются кадры с записями контрольных сигналов каждого из включенных в схему каналов приборов, предназначенных для измерения колебаний подшипников и фундамента; проводятся первые измерения перемещений опор валопровода.

3. После включения ВПУ проверяется работа тахометрического устройства, наличие сигналов от датчиков перемещений цапф роторов, а также от индукционного датчика единичных импульсов, необходимых для осциллографирования частоты вращения и определения фаз колебаний.

4. После подачи пара на уплотнения при наборе вакуума периодически контролируются и фиксируются в журнале наблюдений и на фотобумаге осциллографов положения цапф относительно вкладышей.

5. По достижении на блоке параметров, позволяющих произвести пуск турбоагрегата, еще раз проверяется правильность включения измерительных каналов, включаются двигатели лентопротяжных механизмов светолучевых осциллографов, осциллографируется исходное положение цапф и в журнал наблюдений записывается исходное количество бумаги в подающих кассетах каждого осциллографа.

6. С момента подачи пара в машину во время набора оборотов до 400—500 в минуту осциллографируются вертикальные и поперечные составляющие перемещений цапф.

7. При прогреве и выдержке турбины на 400—500 $мин^{-1}$ в журнале наблюдений и на фотобумаге осциллографов фиксируются положения вертикальных и поперечных составляющих перемещений цапф.

8. После прогрева и выдержки агрегата на 400—500 $мин^{-1}$ в ходе дальнейшего повышения частоты вращения до 1000—1200 $мин^{-1}$ (или иной частоты, предусмотренной инструкцией по пуску) производится осциллографирование колебаний крышек

---

* Рассматривается вариант, когда для регистрации колебаний статора и статодинамических перемещений цапф роторов на переходных режимах используются светолучевые осциллографы.

подшипников, выбранных точек фундамента и составляющих перемещений цапф.

Для получения практически непрерывных амплитудно- и фазочастотных характеристик осциллографирование должно выполняться через 15—20 мин$^{-1}$.

9. При прогреве и выдержке турбины на 1000—1200 мин$^{-1}$ в журнале наблюдений и на фотобумаге осциллографов фиксируются положения вертикальных и поперечных составляющих перемещений цапф и размахи вертикальных и поперечных составляющих колебаний крышек подшипников, фундамента, цапф.

10. Во время дальнейшего увеличения оборотов до 3000 в минуту продолжается осциллографирование упомянутых выше параметров с интервалом не более 25 мин$^{-1}$.

11. По достижении 3000 мин$^{-1}$ в журнале наблюдений и на фотобумаге осциллографов производится запись размахов колебаний крышек подшипников, фундамента и составляющих перемещений цапф. В журнале наблюдений фиксируется также количество пленки в подающих кассетах каждого осциллографа. Сопоставляя метраж пленки, израсходованной в каждом осциллографе, проверяют правильность работы осциллографов. В случае обнаружения каких-либо неполадок должны быть приняты меры к их устранению.

12. При повышении частоты вращения от 3000 мин$^{-1}$ для испытания автоматов безопасности осциллографирование продолжается. Осциллографирование ведется также во время снижения оборотов после испытания одного из автоматов.

13. В случае, если после испытания одного из автоматов машина не «удерживается», осциллографирование ведется в течение всего выбега.

14. После выключения ВПУ в журнале наблюдений и на фотобумаге фиксируются положения каждого луча, записывается также запас пленки в подающих кассетах каждого осциллографа.

15. Во время последующего пуска операции выполняются в соответствии с п. 1—14. В случае неоднократных пусков и остановов агрегата целесообразно каждый раз проводить осциллографирование.

16. После вывода агрегата на устойчивый режим холостого хода необходимо со всех осциллографов снять приемные кассеты с отснятой фотобумагой, подготовить осциллографы к дальнейшему выполнению программы испытаний и проявить всю фотобумагу с информацией, полученной на пусковых режимах.

17. Во время работы агрегата на холостом ходу до включения генератора в сеть периодически фиксируются вибрационные параметры агрегата, положения цапф во вкладышах, перемещения опор и элементов фундамента, а также некоторые общеблочные параметры, характеризующие режим работы.

18. С момента включения генератора в сеть в соответствии с программой испытаний при различных мощностях агрегата фик-

сируются его вибрационные параметры (по крышкам подшипников и цапфам), положения цапф во вкладышах и перемещения опор и элементов фундамента. Одновременно фиксируются некоторые параметры, характеризующие режим работы турбоагрегата.

19. При испытаниях агрегата на режимах с нагрузкой измерения упомянутыми выше приборами дополняются измерениями с помощью специализированных приборов, позволяющих получить контурные характеристики и выполнить гармонический анализ.

В ходе испытаний агрегата под нагрузкой следует проводить оперативное проявление фотобумаги, содержащей информацию о колебаниях подшипников и цапф роторов, а также выполнять предварительную обработку и анализ экспериментальных материалов.

20. Если в наладочный период работы блока турбоагрегат пускается и нагружается неоднократно, вибрационные и статические характеристики необходимо фиксировать каждый раз до тех пор, пока число пусков и остановов не достигнет восьми.

ЛИСТ РЕГИСТРАЦИИ ИЗМЕНЕНИЙ РТМ 108.021.01—82

Изм.	Номера листов (страниц)				Номер документа	Подпись	Дата	Срок введения изменения
	измененных	замененных	новых	аннулированных				

Редактор *Н. М. Чернецова.*

Технический редактор *Н. П. Белянина.* Корректор *А. Н. Крупенева.*

Сдано в набор 08.12.82. Подписано к печ. 14.04.83. Формат бум. $60\times90^{1}/_{16}$.
Объем $1^{3}/_{4}$ печ. л. Тираж 400. Заказ 991. Цена 35 коп.

gost.e-ecolog.ru

Редакционно-издательский отдел НПО ЦКТИ.
194021, Ленинград, Политехническая ул., д. 24.