

Б. Т. РУНОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ И УСТРАНЕНИЕ ВИБРАЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБОАГРЕГАТОВ



МОСКВА ЭНЕРГОИЗДАТ 1982

ББК 31.363

Р 86

УДК 621.165:621.313.322-81-42-152

Рецензент Олимпиев В. И.

Рунов Б. Т.

Р 86 Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов. — М.: Энергоиздат, 1982. — 352 с., ил.

В пер: 1 р. 30 к.

Даны анализ классификация причин вибрации, рассмотрены основные группы сил вызывающих вибрацию турбоагрегатов, и способы компенсации их воздействия. Описаны результаты детального изучения динамических характеристик систем валопровод — опоры — статоры — фундаменты турбоустановок мощностью 200—800 МВт. Рассмотрено воздействие эксплуатационных факторов на вибрационное состояние агрегатов.

Рассчитана на инженерно-технических работников электростанций, а также исследовательских, монтажных, ремонтных и наладочных организаций.

Р 2303030000-411
051(01)-82 31-82

ББК 31.363

6П2.23

© Энергоиздат, 1982

ПРЕДИСЛОВИЕ

Современное развитие отечественной энергетики характеризуется постоянным повышением единичной мощности паровых турбоагрегатов¹. В 60-х годах мощность типовых турбоагрегатов составляла 200, 300 МВт, а в 70-х годах она выросла до 800—1200 МВт. Надежность такого оборудования имеет очень большое значение, поскольку внезапные аварийные остановки сверхмощных турбоагрегатов связаны с потерями в народном хозяйстве.

Наиболее важным критерием надежности эксплуатации турбоагрегатов является уровень их вибрации. Общеизвестно, что повышенная вибрация приводит к преждевременному износу и повреждениям отдельных элементов турбоагрегата, а в некоторых случаях—даже к серьезным авариям. Все это увеличивает сроки капитальных ремонтов и численность ремонтного персонала, сокращает межремонтные периоды эксплуатации. Существенного сокращения вышеуказанных потерь можно достигнуть путем использования параметра вибрации в диагностических целях для фиксации начала возникновения повреждений; в этом случае необходимо обеспечить работу турбоагрегатов с минимально возможным уровнем вибрации.

Несмотря на серьезные успехи заводов, институтов, наладочных и ремонтных организаций и электростанций в области исследований и устранения повышенной вибрации турбоагрегатов, достигнутый уровень вибрации все еще не удовлетворяет поставленной задаче.

В общем случае вибрация турбоагрегатов зависит как от уровня вызывающих ее сил, так и от условий, при которых они проявляются. Силы, вызывающие виб-

¹ Поскольку в книге рассматриваются вопросы вибрации только паровых турбоагрегатов, слово «паровых» в дальнейшем опускается.

рацию, — это в первую очередь силы дисбаланса, электромагнитные силы, неконсервативные силы масляного слоя подшипников и парового потока. Условия воздействия этих сил определяются механическими параметрами связанной системы валопровод—опоры—фундамент: ее частотными характеристиками, жесткостью и демпфированием, а также воздействием эксплуатационных факторов, влияющих на изменение параметров отдельных элементов турбоустановки вследствие изменения центровки валопровода, влиянием тепловых деформаций (тепловой неустойчивостью роторов), изменением условий работы цапф на слое смазки подшипников и т. д. Таким образом, основные причины повышенной вибрации связаны с конструкционными, технологическими, монтажными и эксплуатационными факторами.

Решение проблемы всемерного уменьшения вибраций турбоагрегатов требует четкого разграничения и индивидуальной оценки как возмущающих сил, так и условий их проявления. Вместе с тем определенная стадия анализа вибраций требует оценки результатов совместного действия различных факторов, что обычно наблюдается в реальных условиях эксплуатации турбоагрегатов.

Несмотря на значительный прогресс в области теоретического решения отдельных вопросов динамики турбоагрегатов, сложность анализируемой динамики и приближенность используемых характеристик ее элементов пока не позволяют создать достаточно точных практических методов расчета таких систем. Кроме того, приходящие факторы в виде неучтенных сил, особенно сил дисбаланса в конкретных условиях их проявления, не могут быть рассчитаны заранее и компенсация последних так или иначе требует вмешательства экспериментатора.

Существует немало экспериментальных работ, посвященных отдельным вопросам вибрации турбоагрегатов (главным образом, балансировке роторов), однако работ, посвященных комплексному рассмотрению проблемы исследования, контроля и устранения вибраций крупных турбоагрегатов, по существу, не имеется.

Настоящая книга является обобщением результатов детальных исследований вибрации крупных турбоагрегатов, выполненных во Всесоюзном теплотехническом институте имени Ф. Э. Дзержинского (ВТИ) в течение

последних 20 лет. Целью этих исследований были разработка и практическое внедрение методов снижения вибрации эксплуатируемых турбоустановок на основе экспериментального определения действительных динамических характеристик турбоагрегатов мощностью 50—800 МВт, совершенствования методов анализа и устранения возмущающих вибрацию сил с учетом влияния эксплуатационных факторов, а также методов оценки вибрационного состояния турбин и совершенствования аппаратуры для измерения вибрации.

Автор надеется, что настоящая книга будет способствовать успешному проведению работ по снижению общего уровня вибрации и напряжений в валопроводах крупных отечественных турбоагрегатов и тем самым повышению надежности их эксплуатации, сокращению времени выявления причин вибраций и их устранения, дальнейшему улучшению конструкций турбоагрегатов.

Автор благодарит коллектив лаборатории вибрации ВТИ имени Ф. Э. Дзержинского за помощь, оказанную при написании настоящей книги, а также выражает благодарность рецензенту доктору техн. наук В. И. Олимпиеву и научному редактору канд. техн. наук Н. Ф. Комарову за ценные замечания, сделанные по рукописи книги.

Все замечания и пожелания по книге следует направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоиздат.

Автор

ИЗМЕРЕНИЕ ВИБРАЦИИ**1.1. ХАРАКТЕРИСТИКА ВИБРАЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБОАГРЕГАТОВ И ТРЕБОВАНИЯ К АППАРАТУРЕ ДЛЯ ЕЕ ИССЛЕДОВАНИЯ**

При комплексных динамических испытаниях турбоагрегатов исследуются все основные элементы статоров и роторов. Однако наиболее важным объектом контроля и исследований вибрации турбоагрегатов являются подшипники — элементы, через которые энергия перемещающегося валопровода передается на фундамент и основание. Поэтому сначала следует остановиться на проблеме измерения колебаний элементов статоров.

В общем случае движение твердого тела в пространстве определяется шестью координатами — мгновенными значениями трех линейных смещений выбранной точки тела и трех углов поворота между осями подвижных и неподвижных систем координат. Для их измерения требуется одновременное применение двух систем приборов — измерителей линейных смещений и измерителей угловых поворотов, что крайне неудобно. Более распространен метод измерения только шести линейных смещений — двух точек по каждой координате. Дальнейшее упрощение метода измерения достигается путем постановки более частной задачи — фиксации изменения параметра вибрации конкретной контрольной точки по сравнению с начальными условиями. В этом случае возможно использование только трех линейных компонентов ее смещения, координаты которых привязываются к геометрической оси турбоагрегата — вертикального компонента и двух горизонтальных (поперечного и осевого).

При исследовании турбоагрегата расположение точек измерений на частях его статора, за исключением контрольных точек измерений колебаний опор подшипников, устанавливает экспериментатор, исходя из поставленной задачи. Контрольные точки измерения вибрации опор подшипников регламентируются.

Они расположены в плоскостях поперечного сечения каждого вкладыша опорного и опорно-упорного подшипников, при этом точки измерения вертикальных компо-

нентов линейных смещений опор располагаются на верхних крышках подшипников над осями поперечного сечения вкладышей, а точки измерения горизонтальных компонентов — в плоскости поперечного сечения вкладышей на уровне горизонтального разъема.

Вибрация турбоагрегата, как правило, является сложным периодическим процессом. Поскольку основные силы, вызывающие вибрацию, имеют частоты, соответствующие частоте вращения роторов (или кратные ей), составляющие компоненты вибрации образуют сложный дискретный спектр, состоящий из основной и кратных ей гармоник. Поэтому пиковые виброперемещение B , виброскорость v и виброускорение a в большинстве случаев описываются следующими выражениями:

$$B = A_1 \sin(\omega t + \varphi_1) + A_2 \sin(\omega t + \varphi_2) + \dots + A_n \sin(n\omega t + \varphi_n); \quad (1.1)$$

$$v = \omega A_1 \sin(\omega t + \varphi_1 + \pi/2) + 2\omega A_2 \sin(2\omega t + \varphi_2 + \pi/2) + \dots + n\omega A_n \sin(n\omega t + \varphi_n + \pi/2); \quad (1.2)$$

$$a = -\omega^2 A_1 \sin(\omega t + \varphi_1) - 4\omega^2 A_2 \sin(2\omega t + \varphi_2) - \dots - n^2 \omega^2 A_n \sin(n\omega t + \varphi_n), \quad (1.3)$$

где $A_1, A_2, \dots, A_n$ — амплитуды n составляющих гармоник виброперемещения, частоты которых кратны основной частоте ω ; $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$ — фазовые соотношения между $A_1, A_2, \dots, A_n$; t — время.

В некоторых случаях выражения (1.1) — (1.3) дополняются членом, характеризующим неустойчивость валопровода турбоагрегата на масляной пленке подшипников скольжения; значительно реже встречается непериодическая вибрация.

Из выражений (1.1) — (1.3) следует, что правильная регистрация сложногармонической вибрации требует точного воспроизведения значений амплитудных составляющих при строгом сохранении фазовых соотношений между ними.

При исследовании вибрации частей статоров турбоагрегатов с целью получения более полных данных для последующего анализа целесообразно фиксировать все основные параметры вибрации — среднеквадратическое

значение виброскорости $v_{ск}$ как основную меру оценки интенсивности вибрации элементов статоров турбоагрегатов (см. гл. 2), а также частоты и максимальные пиковые амплитуды виброперемещений (виброскоростей, виброускорений) гармонических составляющих вибраций. Наиболее исчерпывающие сведения можно получить путем записи спектральных характеристик колебаний опор подшипников (см. гл. 4); для получения большей чувствительности записи при более высоких частотах используются виброскорости или виброускорения. Важное значение имеет также знание фазовых соотношений колебаний отдельных точек объекта, позволяющее воссоздать форму его колебаний.

Учитывая, что низшая критическая частота вращения валов проводов типовых турбоагрегатов ($n=3000$ мин⁻¹), обусловленная роторами генераторов, не бывает ниже 850—900 мин⁻¹ и что этому же значению примерно соответствует граничная область нормальной работы масляного клина опорных подшипников (см. гл. 3), можно считать, что нижняя граница частотного диапазона измерений вибрации должна лежать в пределах 10—15 Гц (600—900 мин⁻¹).

Верхняя граница частотного диапазона измерений элементов статоров турбоагрегатов обуславливается необходимостью максимального охвата спектра гармоник, но только в пределах, когда они могут быть с уверенностью «привязаны» к основным возмущающим механические колебания источникам, исключая так называемые акустические шумы. Современное развитие вибродиагностики основывается на возможности получения подробного анализа и сопоставления спектральных характеристик колебаний элементов статоров турбоагрегатов до 1—2 кГц. Это же обстоятельство нашло отражение в стандартах ИСО [162], СЭВ [125, 126] и проекта ГОСТ, согласно которым верхний диапазон измерений частот при эксплуатационном контроле вибрации роторных машин с рабочей частотой вращения от 10 до 200 с⁻¹ установлен 1 кГц.

В связи с тенденцией повышения жесткости элементов статоров (в частности, опор подшипников) турбоагрегатов и низким уровнем их вибрации даже при повышенных возмущающих силах предъявляются чрезвычайно жесткие требования к чувствительности аппаратуры, особенно для измерения виброперемещений. Если исходить из того, что уровень вибрации турбоагрегатов в целях диагностики должен быть минимальным, что соответствует пиковым виброперемещениям опор не более 5—10 мкм, то для надежного измерения таких значений порог чувствительности приборов должен быть примерно в 5 раз ниже, т. е. должен составлять 1—2 мкм.

Относительно низкий уровень виброперемещений, примерно на 80% определяемый колебаниями основной частоты, предопределяет в общем случае и невысокие пороги чувствительности приборов при измерении виброскорости и виброускорения, поскольку амплитуды высших гармоник обычно невелики. Это положение подкрепляется результатами массовых исследований вибрации турбоагрегатов (см. гл. 2): средние уровни средних квадратических виброскоростей составляют примерно 4,5 мм·с⁻¹, минимальные — менее

$0,1 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$. Средний уровень пиковых виброускорений — примерно 10, а минимальный — менее $0,05 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$. Исходя из этого, приемлемым порогом чувствительности приборов для измерений средне-квадратической виброскорости можно считать $0,1 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$, а виброускорения — $0,1 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$.

Не менее ответственна задача надежного измерения относительной фазы колебаний, в первую очередь фазы основной гармоники — параметра, фиксирующего изгибную форму валопровода, характер относительных колебаний элементов статора, опор, фундамента. Фиксируемое изменение фазы не должно зависеть от самой аппаратуры; точность измерения в заданном диапазоне частот должна быть не менее $1-2^\circ$.

Большое значение имеет также точность определения частоты колебаний — параметра, играющего решающую роль при снятии частотных характеристик, проведении балансировки, исследовании виброустойчивости валопровода и т. п. Все это требует ограничения погрешности измерения частоты вибрации в пределах $\pm 1\%$.

Ценную информацию при проведении исследований вибрации можно получить при измерении вибрации роторов. Поскольку колебания роторов турбин в среднем в 5—10 раз превышают соответствующие им колебания подшипников, на которые они опираются, измерением вибрации роторов в последнее время стали пользоваться также и при эксплуатационном контроле вибрации как средством, повышающим его точность.

Для правильной оценки возможностей, открывающихся при измерении вибрации роторов, важно уяснить, что же подразумевается под вибрацией ротора? В начальный период, перед пуском турбины, ротор при повороте валоповоротным устройством имеет статический и иногда остаточный прогиб, занимая наинизшее положение в расточке подшипника скольжения. По мере увеличения частоты вращения ротор всплывает на масляной пленке, причем каждому значению частоты вращения ротора соответствует определенная точка на траектории подвижного равновесия. Современные турбоагрегаты имеют, как правило, гибкие роторы, поэтому по мере возрастания частоты вращения гибкий ротор под действием сил дисбаланса и инерции изгибается по пространственной упругой линии, форма которой при постоянной частоте вращения в первом приближении неизменна. Центры каждого сечения ротора будут описывать замкнутые траектории — эллипсы и круги. При проектировании же вектора смещения ротора в определенном направлении, например в направлении установки датчиков, будут фиксироваться колебания. На эту основную траекторию движения могут накладываться составляю-

щие собственно колебаний ротора от различных динамических воздействий с частотами, отличными от частоты его вращения.

Опыт измерения вибрации роторов убедительно показывает, что наиболее полная информация может быть получена при установке датчиков в плоскости опор турбоагрегата. Этими же обстоятельствами определяется и выбор начала отсчета измерений, т. е. ответ на вопрос, измерять ли смещения ротора относительно неподвижной точки в пространстве, получающейся при помощи сейсмической системы датчика (так называемым «абсолютным» методом), или относительно статорных элементов машин датчиком без сейсмической системы.

Бесконтактный преобразователь, установленный на некотором расстоянии от ротора (1—3 мм), будет фиксировать изменение этого расстояния a , которое включает статическую s и динамическую $a_{\text{пер}}$, составляющие:

$$a = s + a_{\text{пер}}. \quad (1.4)$$

Статическая составляющая не зависит от частоты вращения и может быть определена по формуле

$$s = s_y + \Delta s_y + s_0 + e_1, \quad (1.5)$$

где s_y — установочный зазор; Δs_y — его изменение; s_0 — «бой» ротора вследствие некачественной обработки его поверхности, не зависящий от формы оси ротора; e_1 — остаточный прогиб ротора, характеризующий его искривление, например, вследствие неравномерного остывания и нагрева.

Динамическая составляющая $a_{\text{пер}} = a(\omega t)$ — частотно-зависимая функция, характеризующая наличие эксцентриситета ротора вследствие механического дисбаланса e_0 и остаточного прогиба e_1 :

$$e = e_0 + e_1.$$

Таким образом, суммарная фиксируемая датчиком величина

$$a = s + a_{\text{пер}} = s_0 + s_y + \Delta s_y + e_1 + (e_1 + e)\beta, \quad (1.4a)$$

где β — динамический коэффициент.

Современная аппаратура позволяет разделить и измерить отдельные компоненты суммарного сигнала. Например, добившись необходимой чистоты поверхности

вала ($s_0 \leq 10$ мкм) и зная установочный зазор s_y при вращении ротора на валоповороте, можно определить остаточный прогиб ротора, поскольку в этом случае $s = e_1$.

Далее, зная остаточный прогиб ротора e_1 и начальный установочный зазор $s_y = c$, при увеличении частоты вращения можно зафиксировать изменение установочного зазора Δs_y , что при измерении в двух плоскостях дает траекторию всплывания ротора на масляной пленке:

$$s = \Delta s_y + c. \quad (1.5a)$$

Совершенно очевидно, что все компоненты статических составляющих смещения ротора имеют смысл только при их измерении относительно вкладышей подшипников или других элементов статора.

Одновременно со статическими измеряют и динамические составляющие, разделение компонентов которых возможно при осуществлении разных режимов работы турбоагрегата. При этом следует иметь в виду, что относительные смещения ротора пропорциональны реакциям опор, что может найти применение при балансировке роторов, центровке валопровода турбины и т. п.

Важным доводом в пользу таких измерений является также их значительно бо́льшая надежность вследствие отказа от сейсмического подвеса, а также возможность миниатюризации датчиков, что обеспечивает их установку практически во всех необходимых плоскостях измерения.

Поскольку вибрация роторов в среднем в 5—10 раз превышает вибрацию опор, на которые они опираются, разность фаз между абсолютной вибрацией вала и подшипника не превышает 90° [132], а сейсмические подвесы датчиков вала обычно имеют повышенный уровень демпфирования, размахи абсолютной и относительной вибраций вала будут отличаться незначительно: так называемая «методическая» погрешность составит около 10%, что, например, при уровне вибрации опоры подшипника примерно 20 мкм составит всего 2 мкм. Однако погрешность измерения статических составляющих сейсмическим датчиком может быть за счет фазовых искажений настолько высока, что сделает результаты измерений непригодными для практики.

Как показали расчеты колебаний валопроводов турбин и специальные эксперименты, амплитуды колебаний

роторов в плоскости опор и посередине пролетов вполне сопоставимы [109]. Поэтому при наличии динамических характеристик валопровода турбоагрегата контроль за колебаниями ротора вблизи опор может быть достаточно представительным.

Все сказанное выше позволяет сделать вывод, что как при исследованиях, так и при эксплуатационном контроле наиболее целесообразным является метод измерения вибрации роторов относительно опор с креплением датчиков в плоскости опор к вкладышам подшипников. Этот метод обеспечивает контроль возможных задеваний ротора о части статора, траектории движения цапф на масляном слое в подшипниках скольжения, толщины масляной пленки (предупреждение выборки зазоров в подшипниках) и реакции опор. Кроме того, этот метод позволяет сопоставить колебания роторов и опор, что важно для общей оценки динамического состояния турбоагрегата, а также для разработки норм вибрации роторов. И, наконец, он с достаточной для практики точностью обеспечивает оценку собственной вибрации роторов.

Метод «абсолютных» измерений может найти применение для решения некоторых задач исследовательского характера, например для экспериментальной проверки расчетов вынужденных колебаний валопроводов в стендовых условиях.

При необходимости измерением колебаний вала в подвижной системе координат одновременно с измерением вибрации опоры всегда можно восстановить значения абсолютных перемещений вала путем получения суммарных векторов в результате сложения относительного и переносного движений. Этот прием используют некоторые иностранные фирмы для расширения возможностей своей аппаратуры (например, фирма «К. Шенк»).

При измерении колебаний роторов наиболее целесообразным параметром следует признать размах виброперемещений ротора; амплитуда смещений вследствие возможной несимметрии траекторий движения сечений роторов при нестационарных колебаниях, например при низкочастотной вибрации или наложении других возмущений, частоты которых отличны от частоты вращения, будет менее представительной.

Верхний предел виброперемещений роторов ограничивается частотой 250—300 Гц, в то же время нижний предел диапазона частот при измерениях колебаний роторов и элементов статоров турбины должен быть одинаков и равен 10 Гц. Кроме того, аппаратура должна также обеспечить измерения и статических смещений роторов.

Считая, что колебания роторов, примерно в 5 раз превышают колебания несущих опор, нижнюю границу измерения размахов виброперемещений роторов следует установить 10 мкм. Если принять максимальное отношение колебаний ротора к колебаниям опоры равным 10, то при нормативном среднеквадратическом значении виброскорости опор $4,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ верхней границей измерения размаха виброперемещений роторов целесообразно считать значение 300 мкм.

Существенно важно, какое количество датчиков вибрации ротора устанавливают в каждом контролируемом сечении.

Наиболее правильна установка в каждом сечении двух датчиков, ориентированных вдоль оси симметрии вкладышей (в вертикальном и горизонтальном направлениях). Точность взаимной установки датчиков должна быть $90 \pm 5^\circ$.

Установка двух датчиков помимо основных задач измерения позволяет наблюдать за траекторией движения шипа на масляной пленке, определять толщину масляной пленки и динамические реакции в подшипниках, анализировать виброустойчивость роторов.

Применение двух датчиков дает возможность не только контролировать составляющие s_x и s_y смещения вала, но и определять его максимальное смещение $s_{\text{макс}}$, по которому и должно проводиться нормирование вибрации вала:

$$s_{\text{макс}} = \sqrt{s_x^2 + s_y^2}. \quad (1.6)$$

Максимальное значение смещения вала может быть получено визуально на экране осциллоскопа или с помощью специального суммирующего виброизмерителя.

Экспериментальные исследования электромагнитных полей рассеивания на тепловых электростанциях в зоне установки турбоагрегатов показали, что вибродатчики должны быть защищены от полей напряженностью не менее $1000 \text{ В} \cdot \text{А} \cdot \text{м}^{-1}$, а измерительные блоки аппаратуры — от полей напряженностью не менее $400 \text{ В} \cdot \text{А} \cdot \text{м}^{-1}$.

На вибродатчики воздействуют повышенная температура окружающей среды (до $100\text{--}120^\circ\text{C}$), влажность, масляные пары, брызги воды и масла.

Эффективность и быстрота устранения повышенной вибрации турбоагрегатов находятся в прямой зависимости от количества и качества полученной информации при их предварительном обследовании. Поэтому единственной приемлемой виброизмерительной системой является специальная многоканальная аппаратура для комплексных исследований со стационарными датчиками, удаленными от измерительных блоков на расстояние 50—100 м. Для строгого выполнения условия одновременности контроля всех точек измерения (50—200 точек) необходимо пропорционально увеличить количе-

ство усилительных каналов, средств регистрации и управления, чего в большинстве случаев можно избежать, если под условием одновременности измерений вибрации элементов статоров турбоустановок подразумевать одновременность измерений вибрации одинаковых компонентов. Принятие этого условия сокращает количество необходимых каналов втрое. При измерении относительных колебаний валов основным требованием является одновременность фиксации показаний обоих взаимно перпендикулярных датчиков каждого сечения, что должно быть предусмотрено в измерительной схеме аппаратуры, которая с учетом сказанного становится многоточечной и многоканальной.

Поскольку разнообразие задач исследований предопределяет использование вторичных элементов аппаратуры в различных комбинациях, наиболее рациональным принципом построения такой аппаратуры является блочный.

В результате проведенного анализа определены следующие требования к аппаратуре для комплексных исследований вибрации крупных турбоагрегатов.

Назначение:

непрерывное одновременное многоточечное измерение и регистрация параметров установившейся периодической и квазипериодической вибрации элементов статоров и роторов турбоустановки — опор подшипников, статоров генераторов, элементов фундамента валопровода;

амплитудно-частотный и фазо-частотный анализ компонентов вибрации, включая выделение и измерение значений и относительных фаз основной гармоник колебаний и гармоник более высокой кратности;

измерение частоты вращения валопровода;

запись вибрации;

наблюдение за формой вибрации на экране осциллографа и при стробоскопическом освещении.

Измеряемые параметры и пределы измерений статорных частей:

размах относительных виброперемещений роторов вблизи опор 10—300 мкм;

статическое смещение (размах) роторов 0—0,5 мм;

частота вращения роторов 500—3600 мин⁻¹;

рабочий диапазон частот измерения вибрации элементов статоров турбоустановки — 10—1000 Гц, относительных виброперемещений роторов 10—300 Гц;

относительный сдвиг фазы основной и первых трех гармонических составляющих — в пределах 0—360°.

Условия эксплуатации:

направление измерений — вдоль рабочей оси датчика вибрации, поперечная составляющая — не более 5%;

предельное ускорение, воздействующее на вибродатчик в любом направлении, $100 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$.

Диапазон температур:

для датчиков $10\text{—}100^\circ\text{C}$;

для остальной аппаратуры $5\text{—}60^\circ\text{C}$.

Влажность:

для датчиков $30\text{—}98\%$ при наличии паров, брызг масла и жидкости «Иввиоль»;

для вторичных приборов $30\text{—}86\%$ при наличии сухой угольной пыли.

Магнитное поле постоянное и переменное, частотой 50 и 100 Гц, любого знака и направления:

до $1000 \text{ А} \cdot \text{вит} \cdot \text{м}^{-1}$ в зоне установки датчиков;

до $400 \text{ А} \cdot \text{вит} \cdot \text{м}^{-1}$ вблизи остальных блоков аппаратуры.

Допустимые погрешности измерений:

основная погрешность измерений параметров вибраций не должна превышать $\pm 10\%$;

суммарная дополнительная — $\pm 5\%$, при этом погрешность из-за неравномерности амплитудно-частотной характеристики должна быть не более $\pm 5\%$.

Дополнительные погрешности:

от влияния поперечной составляющей — не более $\pm 2\%$ при предельном ускорении до $100 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$;

от влияния электромагнитных полей — не более $\pm 1\%$;

от влияния температуры — не более $\pm 0,03\%$ на 1°C ;

фазо-частотная погрешность при измерении размахов виброперемещений полигармонической вибрации $\pm 8\%$, при этом предельно допустимые отклонения фазо-частотной характеристики аппаратуры от нулевой или пропорциональной во всем частотном диапазоне не должны превышать 20° [101, 105];

погрешность от нестабильности напряжения питания $220 \text{ В} \pm 10\%$ с частотой $50 \pm 0,5$ Гц не более $\pm 1\%$;

погрешность измерения частоты вращения $\pm 1\%$;

погрешность измерения сдвига фазы $\pm 2^\circ$.

С учетом перечисленных погрешностей предельно допустимая суммарная относительная погрешность измерения не должна превышать:

при измерении пиковых значений вибрационных параметров $\pm 15\%$;

при измерении среднеквадратических значений виброскоростей $\pm 10\%$.

Параметры надежности:
вероятность безотказной работы в течение 8000 ч не менее 0,95;

коэффициент готовности не менее 0,99.

Для контроля исправности аппаратуры в схеме должна предусматриваться автоматическая или выборочная поверка всех узлов аппаратуры на месте работы.

Конструктивные особенности:

аппаратура многоканальная, многоточечная, блочно-го исполнения, полностью на транзисторах;

количество каналов не менее 10, количество точек на канал не менее 5.

Номинальные значения самых чувствительных диапазонов измерения для элементов статоров:

виброперемещения — 1—20 мкм; виброскорости (среднеквадратические значения) — 0,1—0,3 мм·с⁻¹; пиковые значения виброускорений — 0,1—1,0 м·с⁻²;

для элементов роторов размах виброперемещений — 10—100 мкм.

Питание аппаратуры — от источника переменного тока напряжением 220 В ± 10% и частотой 50 ± ± 0,5 Гц.

Длина соединительных кабелей не менее 50 м.

Механическая прочность и устойчивость — вибродатчики на турбинах должны выдерживать ускорение до 100 м·с⁻².

Климатические и механические условия эксплуатации — аппаратура должна соответствовать 1-й группе по ГОСТ 9763-61 «Приборы радиоизмерительные».

Погрешность измерения статических смещений роторов должна быть в 2 раза меньше погрешности измерения вибрационных параметров: основная погрешность — не более ± 5% и дополнительная — не более ± 2,5%.

На ранней стадии развития турбостроения применение комплекса приборов для исследования вибрации осуществлялось периодически — при проведении специальных работ по исследованию или устранению вибрации турбоагрегатов. В настоящее время, когда серийно выпускаются энергоблоки мощностью 800, 1000 МВт и более, вибродиагностика как средство предупреждения

аварий таких энергоблоков требует постоянного оснащения подобной аппаратурой находящихся в эксплуатации турбин. Это нашло отражение в разработанных ВТИ совместно с ЦНИИТмаш технических требованиях на комплекс аппаратуры для контроля за механическим состоянием турбоагрегатов и их технической диагностики в процессе эксплуатации.

Эта аппаратура предназначена для непрерывного автоматического контроля и регистрации параметров, характеризующих механическое состояние турбоагрегатов (в том числе вибрации опор подшипников, роторов, сердечников статоров и лобовых частей обмотки генераторов), предупреждения и аварийной сигнализации о превышении допустимого значения, диагностики механического состояния турбоагрегата, выдачи информации о контролируемых параметрах на ЭВМ и АСУ ТП. Хотя комплекс постоянно действующей аппаратуры не будет удовлетворять полностью требованиям, предъявляемым к аппаратуре для детальных исследований вибрации, он может явиться базовой системой, при подключении к которой ряда дополнительных приборов можно будет решить все задачи исследования вибрации. С этой целью каждый канал стационарной аппаратуры контроля параметров вибрации должен иметь аналоговый выходной сигнал по постоянному току 0—5 мА при сопротивлении нагрузки от 20 Ом до 2,5 кОм. Функциональные блоки и узлы аппаратуры должны быть максимально унифицированы и взаимозаменяемы, а сама компоновка блоков должна предусматривать возможность различных вариантов подключения вспомогательных элементов.

Поскольку подобный стационарный комплекс должен состоять из эксплуатационных приборов, особые требования предъявляются к надежности его работы. Аппаратура должна быть оснащена устройствами сквозного автоматического контроля исправности и сигнализации повреждения канала, включая измерительный преобразователь (без съема его с объекта), а также портативными устройствами для калибровки отдельных трактов на электростанции. Каналы аварийной сигнализации при собственных отказах не должны выдавать ложных сигналов на отключение турбины.

Естественно, что при оснащении турбоустановок такими измерительными комплексами задача организации исследований вибрации будет существенно упрощена.

Вообще оптимальным решением проблемы организации измерений является применение единого комплекса приборов — специального исследовательского комплекса, полностью отвечающего сформулированным выше требованиям. Подобный комплекс был разработан ВТИ совместно с СКБ «Виброприбор» (см. § 1.6). При отсутствии такого комплекса можно воспользоваться набором серийно выпускаемых приборов общего и специального назначения.

1.2. КЛАССИФИКАЦИЯ МЕТОДОВ ВИБРОПРЕОБРАЗОВАНИЯ И ИХ СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА

В свое время был дан подробный анализ [93] основных показателей электрических виброизмерительных схем и оценены преимущества и недостатки определенных типов преобразователей применительно к конкретным условиям измерения вибрации элементов статоров турбоагрегатов на тепловых электростанциях. За последние годы разработаны новые приборы для измерения вибрации с электромеханическими датчиками, основанными на использовании различных физических явлений — эффекта Холла, электрокинетического эффекта, искусственной радиоактивности, лучей лазера. Имеются также новые конструктивные разработки использования резисторов, электретов, магнитострикционных датчиков, вакуумных и полупроводниковых электронно-ионных приборов. Однако по ряду причин они пока не получили широкого промышленного применения, вследствие чего при создании виброизмерительной аппаратуры для энергетики как в СССР, так и за рубежом по-прежнему используются преимущественно три метода преобразования механических колебаний в электрические: индукционный, индуктивный и пьезоэлектрический. Основные достоинства пьезодатчиков — возможность получения широкого частотного диапазона измерений, невысокая стоимость, простота конструкции и малые габариты. Вместе с тем они обладают и недостатками, анализ которых дан в ряде работ, например в [46]. К основным недостаткам пьезодатчиков, проявляющимся в основном при измерении виброперемещений, следует отнести: стекание зарядов с граней преобразователя, особенно заметное при измерениях в диапазоне низких частот; слабый уровень сигнала, снимаемого с пьезоэлемента, по

сравнению с микрофонным эффектом подводящих проводов, собственными шумами схемы и другими помехами; заметную поперечную чувствительность, особенно в нецентрированных системах без компенсации [63]; сложность надежного крепления датчиков [137]; изменение чувствительности датчиков со временем; значительные фазо-частотные погрешности вследствие двойного интегрирования сигнала при измерении параметра виброперемещения, устранение которых до настоящего времени остается сложной проблемой, и др.

При выполнении определенных требований к монтажу пьезоаппаратуры ее частотная погрешность определяется по приближенной формуле [131]

$$\gamma_{\omega} \approx \frac{1}{2\omega^2 R^2 [C_{вх} + C_0]}, \quad (1.7)$$

т. е. погрешность обратно пропорциональна квадрату измеряемой частоты ω^2 , квадрату сопротивления эквивалентной схемы R^2 и зависит от входной емкости измерительной цепи $C_{вх}$ и пьезоэлемента C_0 .

Современные достижения в создании термостойких пьезоматериалов, обладающих высокой чувствительностью и собственной емкостью (например, цирконат титана свинца), предопределили условия для интенсивного развития пьезотехники. Успехи, достигнутые в построении стабильных измерительных схем приборов, позволяют преодолеть специфические трудности, связанные с использованием пьезодатчиков, и создать аппаратуру весьма широкого частотного диапазона. В качестве примера можно привести приборы, серийно выпускаемые фирмами «Эндевко», «Брюль и Кьер», РФТ [138] и др.

Первая в СССР широкодиапазонная стационарная аппаратура с пьезодатчиками для контроля вибрации турбоагрегатов на электростанциях была выполнена НПО ЦНИИТмаш [13]. На ее основе в настоящее время НПО «Спектр» выпускает аппаратуру типа ТКВ.

Наиболее широкое распространение при измерениях вибрации турбоагрегатов на электростанциях Советского Союза и за рубежом получили индукционные схемы, характеризующиеся простотой конструкции датчиков и виброизмерительной схемы в целом. Важной задачей при применении индукционных схем остается расширение их рабочего частотного диапазона (см. § 1.3). Недо-

статком этих схем является также сложность их защиты от наводок, вызванных электромагнитными полями [10], что нередко приводит к появлению существенных погрешностей и к расхождению в показаниях различных приборов в эксплуатационных условиях.

Преимущества индуктивных методов измерения вибрации в области инфранизких и низких частот (от нуля до нескольких килогерц) отмечались многими исследователями как в СССР [38, 61, 91, 127], так и за рубежом [143, 184]. Принципы оценки различных методов измерений вибрации были сформулированы, в частности, в работе [61], где показано, что при обеспечении заданной погрешности измерений в указанной выше области частот преимущество остается за индуктивным методом. Индуктивный метод преобразования в течение многих лет используется зарубежными фирмами при создании аппаратуры для исследований вибрации [153, 182].

Важным преимуществом индуктивного метода является обеспечение защиты полезного сигнала сейсмического вибродатчика от помех.

Исследуемый вибрационный спектр турбоагрегатов состоит из дискретного ряда частот, кратных 50 Гц, т. е. частоте сети или частоте помех, при этом фазовые сдвиги между гармониками вибрации и паразитными помехами, совпадающие по частоте, остаются постоянными. Таким образом, между полезным сигналом и помехами существует когерентность, вследствие чего даже при малых значениях отношения помеха/сигнал могут возникать существенные погрешности в измерениях.

При использовании вибродатчиков-модуляторов становится возможным отделить спектр электрического сигнала, соответствующего исследуемой вибрации, от спектра электрического сигнала, вызванного помехами, при этом не будет когерентности между составляющими спектров, что дает значительное повышение точности и надежности измерений.

Для анализа рассмотрим работу индукционной схемы с амплитудной модуляцией. Для такой схемы сигнал на выходе вибродатчика

$$e(t) = k_0 A_0 \left[1 + \frac{k_1}{k_0} y(t) \right] \sin(\omega_0 t + \varphi_0), \quad (1.8)$$

где $k_0 A_0$ — амплитуда выходного (немодулированного) сигнала; k_1/k_0 — коэффициент чувствительности; $y(t)$ — функция сложногогармонической вибрации в направлении y ; ω_0, φ_0 — несущая частота и ее начальная фаза.

После подстановки в (1.8) значения функции сложногогармонической вибрации

$$y(t) = \sum_{k=1}^n y_k \sin(\omega_k t + \varphi_k)$$

получается

$$e(t) = k_0 A_0 \sin(\omega_0 t + \varphi_0) - \frac{k_1 A_0}{2} \sum y_k \cos[(\omega_0 + \omega_k)t + \varphi_0 + \varphi_k] + \\ + \frac{k_1 A_0}{2} \sum y_k \cos[(\omega_0 - \omega_k)t + \varphi_0 - \varphi_k]. \quad (1.9)$$

Из (1.9) следует, что спектр амплитудно-модулированных колебаний состоит из колебаний несущей частоты ω_0 и двух боковых полос частот в диапазоне от $\omega_0 - \omega_N$ до $\omega_0 - \omega_1$ и от $\omega_0 + \omega_1$ до $\omega_0 + \omega_N$, симметричных несущей частоте, при этом спектр верхней боковой полосы, образованной колебаниями с частотой от $\omega_0 + \omega_1$ до $\omega_0 + \omega_N$, полностью соответствует спектру движения $y(t)$ и соответствующему электрическому сигналу $e(t)$, сдвинутому по шкале частот на значение ω_0 , а по фазе — на $\varphi_0 - \pi/2$.

Эквивалентный электрический сигнал помех $E(t)$ можно представить в виде

$$E(t) = \sum_{k=1}^n E_k \sin(\omega_k t + \nu_k), \quad (1.10)$$

поэтому суммарный сигнал при наличии помех и использовании системы на несущей частоте будет выражаться в виде

$$e_x(t) = \sum_{k=1}^n E_k \sin(\omega_k t + \nu_k) + k_0 A_0 \sin(\omega_0 t + \varphi_0) - \\ - \frac{k_1 A_0}{2} \sum_{k=1}^n y_k \cos[(\omega_0 + \omega_k)t + \varphi_0 + \varphi_k] + \\ + \frac{k_1 A_0}{2} \sum_{k=1}^n y_k \cos[(\omega_0 - \omega_k)t + \varphi_0 - \varphi_k]. \quad (1.11)$$

Таким образом, все составляющие спектра электрического сигнала по шкале частот расположены далеко от максимальной частоты помехи, когерентной с частотой вибрации.

Применяя фильтры нижних частот, на выходе демодулятора можно получить очень сильный низкочастотный сигнал, спектр которого совпадает со спектром исходной вибрации; когерентные внешние помехи будут иметь ничтожное значение, не влияющее на точность измерения вибрации.

В индукционных системах суммарный сигнал является суммой полезного сигнала $e(t)$ и помех $E(t)$:

$$e_\Sigma(t) = e(t) + E(t) = \sum_{k=1}^n e_{\Sigma k} \sin(\omega_k t + \gamma_k), \quad (1.12)$$

причем

$$e_{\Sigma k} = \sqrt{e_k^2 + E_k^2 - 2e_k E_k \cos(\psi_k - \theta_k)} \quad (1.13)$$

и

$$\operatorname{tg} \gamma_k = \frac{e_k \sin \psi_k + E_k \sin \theta_k}{e_k \cos \psi_k + E_k \cos \theta_k}. \quad (1.14)$$

Полезный сигнал $e(t)$ и помехи $E(t)$ заранее неизвестны и разделить их в этом случае практически невозможно, поскольку когерентные колебания, порожденные общим источником, не являются независимыми.

Таким образом, принцип модуляции несущей частоты имеет существенные преимущества в части защиты полезного сигнала от когерентных помех, что особенно важно при эксплуатации аппаратуры на электростанциях.

При создании бесконтактных датчиков вибрации роторов турбоагрегатов можно применить емкостные, индуктивные и токовихревые методы преобразования механических колебаний и статических смещений ротора относительно элементов статора. В связи с высокими требованиями к однородности среды в воздушном зазоре между датчиком и вибрирующим объектом, а также по ряду других причин емкостный метод не нашел применения на электростанциях. Поэтому современные схемы с бесконтактными датчиками вибрации роторов реализуются исключительно по индуктивному и токовихревому методам. Индуктивный метод предусматривает применение несущей частоты примерно 5 кГц, токовихревой — несколько мегагерц.

Таблица 1.1. Сравнительные технические данные аппа

Технические данные			
	„Филипс“	ИРД	„Шенк“
Тип аппаратуры	PR-6432	402	SV-101
Метод преобразования	т	т	т
Диапазон частот, кГц	0—2	0,01—2,5	0—10
Диапазон амплитуд, мм	±1500	±2000	±600
Средний зазор, мм	1,9—2,5	1,5	1,5—2,0
Погрешности нелинейности, %	3	—	±1
Чувствительность, мВ·мкм ⁻¹	4,0	—	5,0
Максимальная температура, °С	100	120	200
Диаметр датчика, мм	16	10	8,5
Общая длина датчика, мм	26	50	30

Примечание. т — токовихревой; и — индуктивный виды преобразований.

Основными достоинствами индуктивного метода являются простота схемы и датчиков, которые легко сделать малогабаритными, и независимость показаний аппаратуры от длины кабеля. Индуктивный принцип измерения заложен во все остальные датчики контроля механических параметров турбоагрегата. Основываясь на этом принципе измерений, можно создать унифицированную систему приборов контроля механических параметров турбоагрегата. Однако индуктивные датчики для измерения вибрации роторов (в отличие от датчиков вибрации подшипников) выполняются по разомкнутой схеме, не имеют защитных кожухов и обладают повышенной чувствительностью к влиянию электромагнитных полей и температуры при нелинейности выходной характеристики. Поэтому аппаратура с индуктивными датчиками вибрации вала должна иметь корректирующий усилитель, позволяющий получить на выходе сигнал, пропорциональный размаху колебаний ротора и не зависящий от расстояния между датчиком и валом в пределах не менее $\pm 0,5$ мм. Требуются также специальная защита от влияния электромагнитных полей (путем использования специальной обмотки) и термокомпенсация (путем подключения компенсационной обмотки).

Особенностями токовых схем является отсутствие влияния электромагнитных полей на датчики, и возможность контроля колебаний поверхности из немагнитного материала. Однако при этом возникают дополнительные затруднения из-за особо жестких требований

ратуры для измерения относительной вибрации роторов

Фирма					
„Рейтлингер“	„Хотингер“	АЕГ	„Эндевко“	НИИИН	Урал ВТИ
VSG-62	T-2	E-82500	5000	ТОВ-1	ИПВР-1
т	и	и	т	т	и
0—20	0—0,2	0—0,2	0—10	0,01—0,45	0,01—0,5
± 800	± 1000	± 400	± 2000	± 300	± 500
1,5	—	2,0	—	2,0	2,0
—	0,5	—	—	—	± 1
2,0	—	—	4,0	—	3,0
120	—	250	170	100	100
8	8	—	7,62	70×77	20×11
125	—	—	—	92	30

к неизменности длины кабеля и к стабильности монтажа схемы в целом, что усложняет проблему взаимозаменяемости датчиков и каналов схемы. Кроме того, существенно меньший сигнал токовихревого датчика не может быть передан на значительное расстояние без предварительного усиления и демодуляции. Поэтому в непосредственной близости от датчика должен быть выносной блок, включающий ВЧ генератор с демодулятором и усилителем. Большие затруднения могут возникнуть также при необходимости миниатюризации датчиков — проблемы, пока еще не решенной отечественной приборостроительной промышленностью. В целом и тот и другой методы преобразования имеют свои достоинства и недостатки, так что отдать предпочтение одному из них затруднительно. Накоплен многолетний опыт успешного создания и использования аппаратуры для измерения вибрации с индуктивными датчиками [120]. Вместе с тем имеются удачные разработки виброаппаратуры и с токовихревыми датчиками [49, 133]. Опыт создания аппаратуры с индуктивными датчиками измерения вибрации валов имеется и за рубежом, хотя в последнее время явное предпочтение отдается токовихревому методу (табл. 1.1).

1.3. МЕТОДЫ ПОВЕРКИ ИСПОЛЬЗУЕМОЙ В ЭНЕРГЕТИКЕ ВИБРОАППАРАТУРЫ И ЕЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В настоящее время действуют государственные стандарты, регламентирующие параметры приборов для измерения вибрации и методы их поверки [23, 24, 26, 30].

Стандартная методика поверки приборов для измерения вибрации в энергетике была дополнена исследованиями влияния на виброаппаратуру обычных в условиях электростанций переменных электромагнитных полей и повышенной температуры окружающей среды (для датчиков до 100—120°C), проведенными во ВТИ. Особенно важным дополнением явилось определение фазо-частотной характеристики виброаппаратуры, без которой оценка ее погрешности при условии измерения полигармонических вибраций была бы невозможна.

В качестве образцовых измерительных средств в настоящее время наиболее часто используют установки СОВКУ-68, ОВУ-1, ОИВУ-2 и камертонные установки для пьезодатчиков. Однако помимо перечисленных воз-

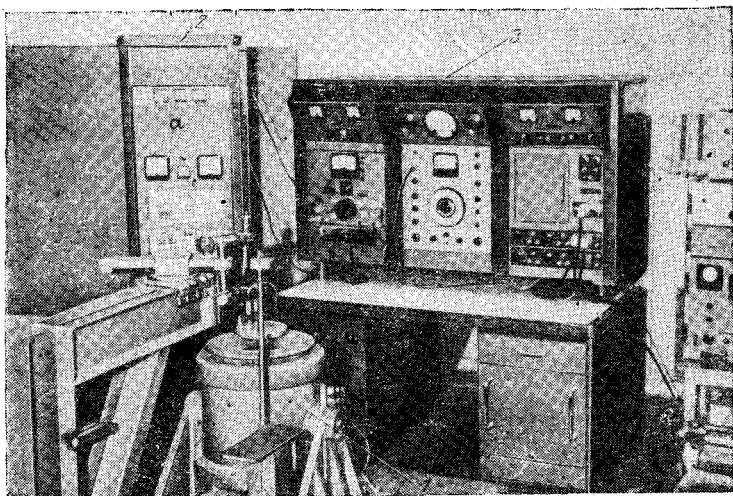


Рис. 1.1. Виброкалибровочный стенд ВТИ.

можно применение и других образцовых установок 2-го разряда, удовлетворяющих требованиям ГОСТ 8.138-75 и прошедших соответствующую аттестацию.

Одной из первых официально аттестованных для поверки используемой в энергетике аппаратуры для измерения вибраций была установка, созданная во ВТИ в 1964 г.

Основной составной частью виброкалибровочной системы является электродинамический вибростенд фирмы «Пай—Линг» (рис. 1.1), включающий вибратор типа V-999(1) с максимальным ускорением стола до $600 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$, усилитель мощности типа KLF(2) на 1 кВт и контрольную консоль типа МК-II(3).

Система управления стендом состоит из генератора, блока качания частоты, блока измерения уровня вибрации и устройства для его автоматического поддержания, а также устройства перехода автоматического регулирования уровня по смещению к регулированию уровня по виброускорению; диапазоны частот стенда 5—5000 и 5000—10 000 Гц.

Измерительная часть стенда включает генератор типа 1018 фирмы «Брюль и Кьер» со специальным приводом и катодным повторителем, дополнительное уст-

ройство развертывания частоты, двухлучевой осциллограф, стробоскопический генератор, магнитограф, измеритель вибраций и приборы для измерения напряжения, тока и мощности в усилителе мощности и на электродинамическом стенде.

Для обеспечения метрологических требований поверки виброаппаратуры, а также специфических требований к испытаниям аппаратуры для энергетики описанная установка была дополнена специально разработанными измерительными схемами:

определения амплитуды виброперемещений стенда абсолютным методом с помощью микроскопа, имеющего винтовой окуляр-микрометр. Эта оптическая система

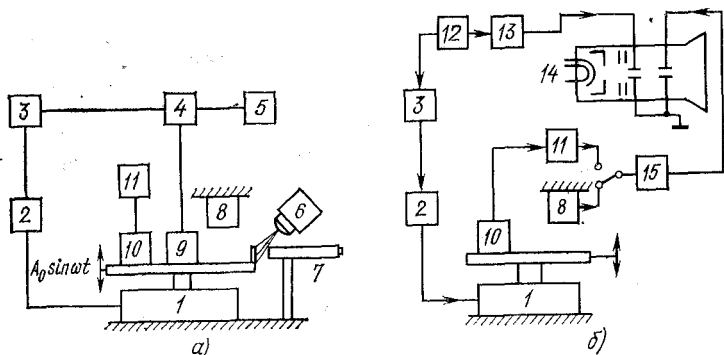


Рис. 1.2. Блок-схема измерений амплитуд (а) и относительных фаз (б) вибрации.

1 — вибратор; 2 — усилитель мощности; 3 — контрольная консоль; 4 — контрольный кварцевый генератор; 5 — цифровой частотомер; 6 — стробоскоп; 7 — микроскоп; 8 — контрольный бесконтактный датчик; 9 — датчик стенда; 10 — испытываемый датчик; 11 — поверяемая аппаратура; 12 — внешний (опорный) генератор; 13 — фазорегулятор; 14 — катодный осциллограф; 15 — усилитель.

позволяет определять смещение установленного на платформе специального ориентира при его стробоскопическом освещении с точностью до $\pm 0,2$ мкм. В качестве образцового прибора используется бесконтактный виброметр фирмы «Вайне—Керр», при этом действительные амплитуды колебаний также периодически контролируются на микроскопе (рис. 1.2,а);

определения частоты колебаний по шкале лабораторного прибора типа 1018 фирмы «Брюль и Кьер», показания которого периодически контролируются с помощью генератора типа ВМ-269 фирмы «Тесла», имею-

щего кварцевый автогенератор (частотный эталон) и осциллоскоп; точность отсчета частоты $\pm 5 \cdot 10^{-4}$ Гц;

определения фазовых сдвигов при помощи компенсационной схемы с использованием опорного бесконтактного индукционного вибродатчика, сигналы которого принимаются за эталонные (рис. 1.2,б).

В качестве внешнего генератора используется генератор с квадратурным выходом типа 445А фирмы «Доу инструментс»; компенсация фазового сдвига между электрическим сигналом генератора 12 и эталонным датчиком 8, а также между сигналом генератора и испытываемым датчиком 10 осуществляется фазорегулятором 13 типа 446А той же фирмы. Датчики с помощью коммутатора включаются на общий вход нуль-индикатора фазового сдвига, роль которого выполняет катодный осциллограф 14.

Искомый фазовый сдвиг сигнала исследуемой аппаратуры относительно сигнала эталонного датчика определяется по формуле

$$\begin{aligned}\Delta\varphi &= \Delta\varphi_1 - \Delta\varphi_2 = [\varphi_{\text{пост}} + \Delta\varphi_{\text{изм}}] - [\varphi_{\text{приб}} + \Delta\varphi_{\text{изм}}] = \\ &= \varphi_{\text{пост}} - \varphi_{\text{приб}},\end{aligned}\quad (1.15)$$

где $\Delta\varphi_1$ — фазовый сдвиг между сигналом опорного генератора и эталонного датчика; $\Delta\varphi_2$ — фазовый сдвиг между сигналами опорного генератора и испытываемого датчика; $\varphi_{\text{пост}}$ — известный постоянный фазовый сдвиг между механическими колебаниями вибростенда и сигналом эталонного датчика (последний можно сделать равным нулю); $\Delta\varphi_{\text{изм}}$ — фазовый сдвиг в цепи схемы измерения вибрации; $\varphi_{\text{приб}}$ — фазовый сдвиг между механическими колебаниями вибростенда и сигналом виброизмерительной аппаратуры (включая вибродатчик и измерительную схему прибора).

В качестве эталонного использован электродинамический датчик, корпус которого крепится на неподвижной опоре, а катушка — на виброплатформе, при этом обеспечивается точность отсчета фазовых сдвигов в пределах ± 10 . Кроме того, в результате детальных исследований была разработана оптимальная схема подавления шумовых помех в усилителе мощности стенда, особенно заметных при малых колебаниях, что позволило ограничить значения среднеквадратических шумов в пределах 0,5—1 мкм во всем рабочем диапазоне стенда.

В стандартах на методы поверки виброаппаратуры даются подробные указания об оценке коэффициента преобразования датчиков, относительного коэффициента поперечного преобразования датчиков (поперечной чувствительности), неравномерности амплитудно-частотной характеристики, нелинейности амплитудной характеристики виброаппаратуры, погрешности делителя напряжения и влияния изменения напряжения питания, при этом допустимые погрешности виброаппаратуры задаются порознь по каждому компоненту в функции от их поперечной чувствительности. Например, при относительном коэффициенте поперечного преобразования $\delta_{\text{поп}} = 5\%$ допустимая неравномерность амплитудно-частотной характеристики $\delta_{\text{ач}} = \pm 6\%$, а нелинейность амплитудной характеристики $\delta_a = \pm 4\%$. Критерием годности аппаратуры с метрологической точки зрения является ее соответствие утвержденным паспортным данным.

При проведении сравнительных испытаний используемой в энергетике виброаппаратуры возникла несколько иная задача — дать оценку фактического рабочего диапазона виброаппаратуры любого типа с учетом всех видов погрешностей, которые могут возникнуть при использовании ее в турбинных цехах тепловых электростанций при измерении полигармонической вибрации турбин. Эта задача была решена путем применения специально созданной на основании результатов работ [11, 45, 69] методики оценки суммарной погрешности виброаппаратуры и задания единой предельно допустимой относительной погрешности измерения, равной $\pm 20\%$.

Поскольку уравнение шкалы большинства приборов — линейная функция, то абсолютная погрешность в любой точке шкалы определяется выражением

$$\Delta y = \Delta a + \delta_b A_i, \quad (1.16)$$

где Δa — абсолютное значение аддитивной части погрешности; δ_b — относительное значение мультипликативной части погрешности; A_i — текущее значение измеряемой величины в условных единицах шкалы.

Исходя из (1.16), получаем для относительной погрешности следующую формулу:

$$\delta_y = \frac{\Delta a}{A_i} + \delta_b = \delta_a + \delta_b. \quad (1.17)$$

Поскольку частные погрешности — величины случайные и независимые, суммарная относительная погрешность определяется квадратичным суммированием составляющих погрешностей.

Аддитивная часть погрешности, оцениваемая в процентах номинального значения шкалы прибора A_n , может быть представлена в виде

$$\delta_a = \frac{\Delta a}{A_n} = \sqrt{\delta_{гр}^2 + \delta_{мн}^2 + \delta_{б}^2}, \quad (1.18)$$

где $\delta_{гр}$ — погрешность градуировки; $\delta_{мн}$ — погрешность от влияния электромагнитных полей; $\delta_{б}$ — погрешность, вызванная влиянием датчика к поперечным составляющим колебаний.

Мультипликативная часть погрешности

$$\delta_b = \sqrt{\delta_{ач}^2 + \delta_{фч}^2 + \delta_{т}^2 + \delta_{п}^2}, \quad (1.19)$$

где $\delta_{ач}$ — погрешность от нелинейности амплитудно-частотной характеристики; $\delta_{фч}$ — погрешность от непропорциональности фазо-частотной характеристики; $\delta_{т}$ — температурная погрешность; $\delta_{п}$ — погрешность от влияния нестабильности напряжения питания.

Наибольшие трудности возникли при оценке, имеющей сложный характер фазовой погрешности $\delta_{фч}$, которую лишь условно можно отнести к мультипликативной части погрешности.

В современных приборах для измерения вибрации погрешность частотной характеристики схем может быть менее 1%, фазо-частотная погрешность может не превышать 10°, поэтому частотные и фазо-частотные характеристики прибора в целом определяются соответствующими характеристиками датчика (его сейсмического подвеса). Поскольку современные конструкции сейсмических низкочастотных датчиков имеют уровень демпфирования $c/c_{кр} = 0,5 \div 0,6$, фазо-частотная характеристика датчика определяет нижнюю границу частотного диапазона аппаратуры. Предельно допустимая фазо-частотная погрешность может быть получена как разность предельно допустимой суммарной относительной погрешности ($\pm 20\%$) и суммы остальных погрешностей.

В результате проведенного анализа было установлено, что допустимые (достижимые) частные погрешности ориентировочно могут быть следующими: $\delta_{гр} = \pm 2\%$;

$\delta_{\text{мн}} = \pm 2\%$; $\delta_6 = \pm 4 \div 5\%$; $\delta_{\text{ач}} = \pm 5\%$; $\delta_{\text{п}} = \pm 1\%$; $\delta_{\text{т}} = \pm 2\%$. С учетом этих значений максимальная фазо-частотная погрешность составит $\pm 8\%$.

Результаты исследований фазо-частотной погрешности [11] позволили установить связь между погрешностью аппаратуры и ее фазовыми искажениями в зависимости от гармонического состава вибрации, в частности было установлено решающее значение соотношений первой и третьей гармоник.

В результате статистической обработки результатов гармонического анализа вибрации подшипников большого количества турбоагрегатов (см. гл. 2) были определены наиболее вероятные соотношения гармонических составляющих вибрации:

$$A_2/A_1 = 0,23; A_3/A_1 = 0,1; A_4/A_1 = 0,04,$$

где A_1, A_2, A_3, A_4 — соответственно математические ожидания амплитуд первой, второй, третьей и четвертой гармоник вибросмещений подшипников турбоагрегатов.

На основании полученных соотношений и данных [11] было установлено, что фазо-частотной погрешности $\pm 8\%$ соответствует фазовый сдвиг аппаратуры, равный 20° ; это значение и определило нижнюю границу частотного диапазона приборов с сейсмическими индукционными и индуктивными вибродатчиками. Верхняя же граница частотного диапазона, как было сказано выше, определяется частотой параметрического резонанса пружин подвеса инерционного элемента вибродатчика, возникающего под действием поперечной составляющей вибрации.

При проведении государственной аттестации используемой в энергетике виброаппаратуры были испытаны три типа стационарной многоточечной аппаратуры с индукционными датчиками, предназначенной для измерения размахов виброперемещений подшипников турбоагрегатов, четыре типа переносных приборов (два прибора с индукционными сейсмическими датчиками, один — с пьезодатчиками и один — механический сейсмоиндикаторный) и два опытных образца приборов для измерения относительной вибрации роторов. Кроме того, с целью проверки возможностей конструкции рычажного подвеса сейсмической массы индукционного вибродатчика была испытана широко распространенная переносная одноканальная виброаппаратура типа 1431 фирмы «Доу Инст-

рументс», собственная частота датчика составляла 4,5 Гц.

На рис. 1.3 представлены частотные характеристики приборов, признанных годными для широкого использования в энергетике, — стационарной аппаратуры эксплуатационного контроля вибрации типа 1-ВА Ленинградского инструментального завода и переносного балансировочного прибора БИП-5, выпускаемого предприятием «Ростовэнергоремонт». Собственная частота сейсмического подвеса датчиков аппаратуры 1-ВА 6,5—8,5 Гц, БИП-5 — около 10 Гц. Однако и эти приборы оказались не лишенными недостатков, к которым помимо ограниченного частотного диапазона из-за фазо-частотной погрешности и верхних резонансов сейсмического подвеса (35—150 Гц для аппаратуры 1-ВА и 35—190 Гц для аппаратуры БИП-5) в первую очередь следует отнести также недостаточную прочность сейсмического подвеса датчиков и недостаточную их защиту от воздействия электромагнитных полей генератора. Кроме того, при более детальном анализе были отмечены и другие недостатки этих приборов: у аппаратуры 1-ВА — низкая точность градуировки шкалы и связанная с нею низкая точность измерений, а также недостаточная термостойкость катушек датчиков при температуре окружающей среды около 100 °С; у аппаратуры БИП-5 — наличие сильных полей рассеивания в датчике, действие которых усугубляется стальной втулкой для крепления его штыря, а также неудобство отсчета виброперемещений полигармонических вибраций по шкале трубки осциллографа. Указанные недостатки явились основными причинами расхождений в показаниях этих приборов, зафиксированными в процессе их эксплуатации на электростанциях [28].

На рис. 1.3 также представлены частотные характеристики аппаратуры К-001 — единственной аппаратуры с низкочастотными сейсмическими датчиками (собственная частота сейсмического подвеса около 1 Гц). Как видно из рис. 1.3,б, непропорциональность фазо-частотной характеристики этой аппаратуры не позволяет использовать ее при измерении полигармонических вибраций.

Таким образом, на основании проведенной впервые государственной аттестации используемой в энергетике аппаратуры для исследования вибрации была установлена узость области применения имеющихся ограничен-

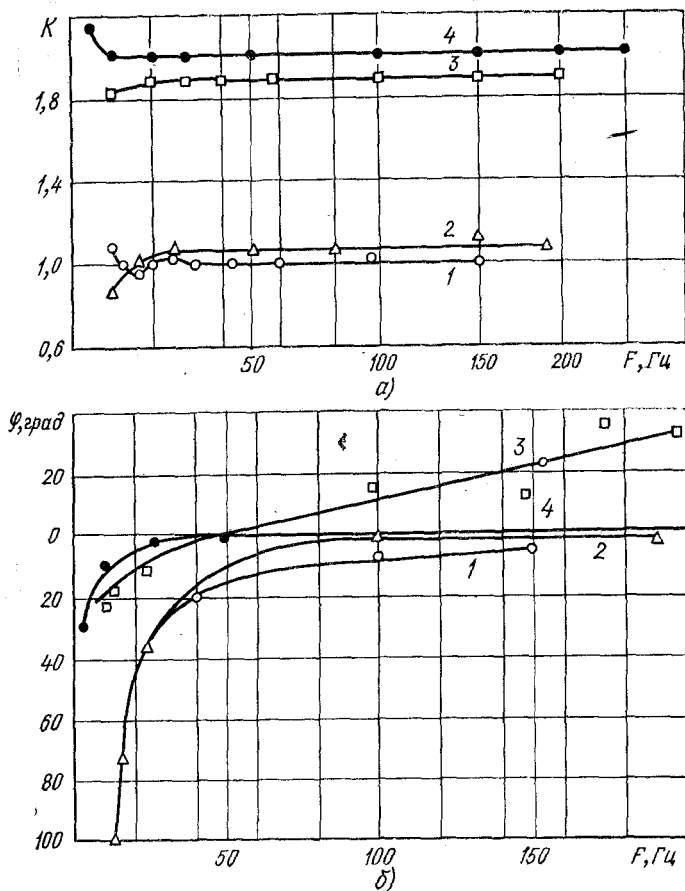


Рис. 1.3. Частотные характеристики типовой виброаппаратуры.
 1 — 1-BA; 2 — БИП-5; 3 — К-001; 4 — 1431.
 а — амплитудно-частотные; б — фазо-частотные; K — коэффициент преобразования; φ — фазовый сдвиг.

ных измерительных средств и несоответствие этих приборов задаче комплексных исследований вибрации крупных турбоагрегатов.

Современные приборы для исследования вибрации должны иметь частотный диапазон не менее 10—1000 Гц при сдвиге фазы, не превышающем 20° (§ 1.1). Их частотный диапазон D должен удовлетворять выражению

$$D = f_{с.в.}/f_{с.н.} \geq 40,$$

где $f_{с.в}$ и $f_{с.н}$ — соответственно частоты высшего и низшего резонанса сейсмической системы.

Как показали проведенные испытания отечественных, а также зарубежных приборов для измерения вибрации, вибродатчики с сейсмической системой на спиральных или плоских пружинах подвеса могут обеспечить $D \leq 20$. Снижение собственной частоты путем увеличения сейсмической массы или уменьшения жесткости пружин приводит к увеличению статического прогиба, уменьшению устойчивости и надежности датчика, снижению верхней граничной частоты.

Задача расширения частотного диапазона приборов в области низких частот может решаться разными путями. Одним из таких путей может быть переход от низкочастотных датчиков к датчикам-акселерометрам (пьезодатчикам). Несмотря на успехи, достигнутые в последние годы, обеспечить необходимую точность измерений виброперемещений на низких частотах при небольших амплитудах с помощью пьезодатчиков еще не удалось, не говоря даже о пока совсем нерешенной задаче ликвидации значительных фазо-частотных погрешностей при измерении с помощью пьезодатчиков полигармонических вибраций.

Другим путем является расширение частотного диапазона приборов с помощью фазо-частотной коррекции характеристик низкочастотных индукционных вибродатчиков с помощью положительной обратной связи по смещению [80].

Собственная частота сейсмической системы датчика с положительной обратной связью по смещению выражается формулой

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k - \alpha}{m}}, \quad (1.20)$$

где k — коэффициент упругости подвеса; m — масса сейсмической системы датчика; α — коэффициент электромеханической обратной связи по смещению, который имеет размерность жесткости.

Однако внедрение аппаратуры с фазо-частотной коррекцией датчиков задержалось из-за отсутствия строгий стабильности характеристик элементов этой схемы, что приводило к расстройству работы корректирующих цепей в процессе эксплуатации.

Наконец, решением задачи расширения частотного диапазона аппаратуры для измерения вибрации может быть замена датчиков с пружинным подвесом сейсмической системы датчиками с системой ее рычажного подвеса, что было использовано при создании виброисследовательской аппаратуры (см. § 1.5).

1.4. РАЦИОНАЛЬНАЯ СХЕМА ИЗМЕРЕНИЙ ВИБРАЦИИ ПРИ КОМПЛЕКСНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЯХ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Наиболее оптимальным при измерениях вибрации является применение единой системы приборов, специально предназначенной для проведения комплексных динамических исследований турбоагрегатов. Опытный образец такой аппаратуры (АКИВ-2) был создан ВТИ совместно с СКБ «Виброприбор» (г. Таганрог).

К сожалению, отсутствие серийно выпускаемых приборов для исследования вибрации приводит к тому, что приходится создавать единый вибрационный комплекс из разнородных приборов.

Схема измерений вибрации (рис. 1.4) по существу должна содержать пять основных элементов: датчики, согласующие блоки (в большинстве случаев — интегрирующие усилители), анализаторы гармоник, регистраторы (самописцы, магнитографы, шлейфные осциллографы, стрелочные указатели) и блоки обработки информации (аналого-цифровые преобразователи, цифropечатающие устройства, перфораторы, ЭВМ).

В качестве стационарных сейсмических датчиков вибрации, устанавливаемых на опорах подшипников и других элементах статора турбоустановки (поперечных и продольных фундаментных балках, колоннах фундамента, статоре генератора), в энергетике широко используются индуктивные датчики СВ-4.

Ближние к ним характеристики имеют индукционные датчики DGA-101 фирмы RFT (собственная частота сейсмической системы этих датчиков 10 Гц при коэффициенте демпфирования 0,6; сопротивление катушки 2,2 кОм).

Если в качестве основного исследуемого параметра в области низких частот используется не виброперемещение, а виброскорость, то с успехом можно применять пьезоакселерометрические датчики, разработанные

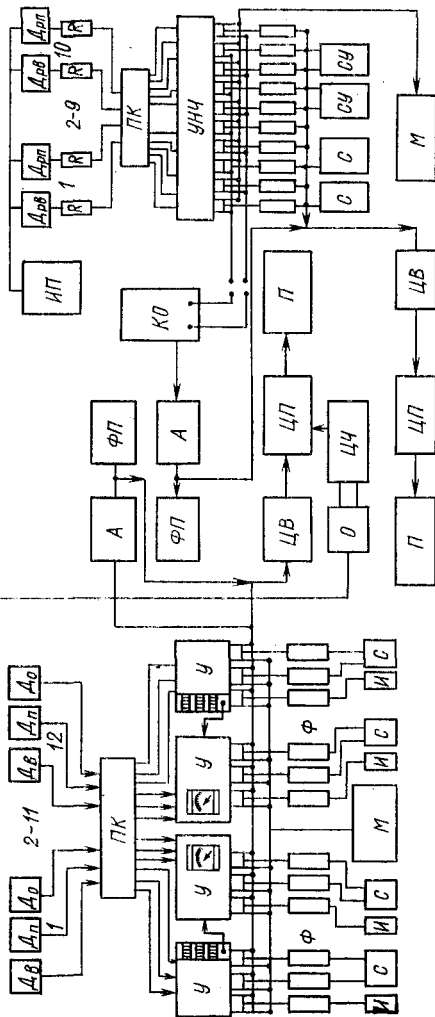
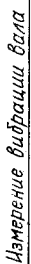


Рис. 1.4. Схема измерений вибрации турбоагрегата.

I-XII — номера опор подшипников турбоагрегата, на которых устанавливаются датчики вибрации по трем компонентам D_v, D_p, D_{Σ} ; $I-10$ — номера поперечных сечений валопровода, в плоскости которых устанавливаются датчики вибрации ротора D_{rv}, D_{rp} ; $ПК$ — переклюкатели; $У$ — интегрирующие усилители; $УНЧ$ — усилители несущей частоты; Φ — фильтры; C — двухкоординатные самосписы; $И$ — стрелочные указатели; M — магнитографы; A — панорамные анализаторы; $\PhiП$ — фотопробиставка; KO — катодные осциллографы; O — отсчетчик оборотов; $ЦЧ$ — цифровой частотомер; $ЦВ$ — аналоговый преобразователь; $ЦП$ — цифровец; $П$ — перфоратор; $ИП$ — источник питания; R — регулирующее устройство; $\downarrow$ — места установки датчиков вибрации опор; $\uparrow$ — места установки датчиков вибрации ротора и датчика фазы.

ЦНИИТмаш, например типа 1ПА-6Т с частотой собственных колебаний примерно 25 кГц; рабочей чувствительностью около $4 \text{ мВ} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}^2$, допускающие температуру окружающей среды до $+200^\circ\text{C}$. Вполне подходят также датчики типа КВ-11 фирмы RFT с диапазоном рабочих частот 2,5—500 Гц и чувствительностью $10 \text{ мВ} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}^2$; последние следует использовать с усилителями заряда типа 11014.

В качестве согласующих блоков (интегрирующих усилителей) хорошо зарекомендовали себя линейные усилители виброизмерительной системы SM (SDM) фирмы RFT — РМ 3365 с однократным интегрированием для использования с индукционными датчиками и усилители типа 11013, предназначенные для использования с пьезодатчиками и имеющие однократное и двукратное интегрирование.

Особенностями усилителей системы SM являются низкое напряжение помех, хорошая стабильность усиления и незначительные искажения, что обеспечивает плоскую частотную характеристику во всем рабочем диапазоне (от 2 Гц до 15 кГц).

Виброизмерительную систему SM целесообразно комплектовать блоками фильтров низких частот 11021 с коэффициентом передачи, равным единице в полосе пропускания, и крутым фронтом среза; предельные частоты переключаются полуоктавными ступенями от 22,4 Гц. Входное сопротивление фильтров 100 кОм, выходное 100 и 600 Ом.

Для записи вибрационных процессов (после фильтрации сигнала) используются двухкоординатные самописцы, освоенные отечественной промышленностью, или многоканальный магнитофон. В обоих случаях при записи необходимо иметь опорный сигнал от укрепленного около вала турбины фотодатчика (или индуктивного датчика), обеспечивающего фазировку регистрируемых колебаний с положением валопровода и точное определение частоты вращения роторов.

Применение магнитофонов позволяет до минимума сократить объем работ непосредственно на электростанциях и перенести наиболее трудоемкие операции (гармонический анализ вибрации, диагностический анализ и др.) в лабораторные условия.

Для получения мгновенной информации о гармоническом составе вибрации в схему целесообразно вклю-

чить узкополосный цифровой панорамный анализатор гармоник с фотоприставкой типа 2031 фирмы «Брюль и Кьер», обеспечивающий моментальное визуальное, фотографическое и цифропечатное фиксирование спектра в 400 каналах в диапазоне 10 Гц—20 кГц с выделением и хранением в памяти 1024 дискретных значений

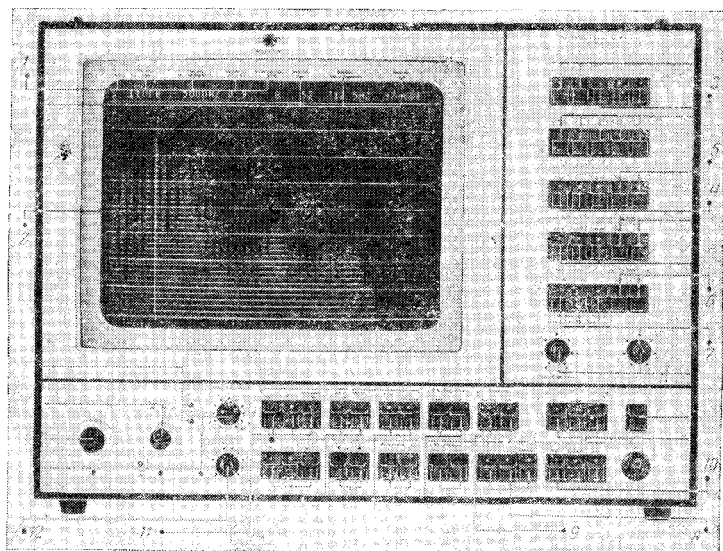


Рис. 1.5. Панорамный анализатор гармоник 2131.

1 — цифровой индикатор средней частоты и уровня включенного канала; 2 — отображение спектра с отметками уровня и номера канала; 3 — кнопка режима выдачи данных; 4—7 — управление памяти прибора; 8—10 — управление процессом усреднения; 11, 12 — калибровка прибора.

(рис. 1.5); запоминающее устройство позволяет также получать изображение разности между полученным спектром и опорным, хранящимся в памяти, что очень полезно при проведении вибродиагностических исследований (см. гл. 4).

До настоящего времени отечественная промышленность аппаратуру для измерения вибраций роторов турбоагрегатов серийно не выпускает, поэтому на рис. 1.4 представлена измерительная цепь опытного образца такой аппаратуры, разработанной и изготовленной УралВТИ.

Бесконтактные индуктивные датчики вибрации вала, питаемые от генератора несущей частоты 5 кГц, крепятся к подшипникам в местах выхода цапф из вкладышей (со стороны цилиндров турбин) в двух взаимно перпендикулярных направлениях — вертикальном и горизонтальном (рис. 1.6). Сигналы от датчиков через регулирующие устройства и переключатель поступают на измерительные блоки, включающие усилитель, демодуляторы, фильтры низких частот, стрелочные индикаторы дистанции и вибросмещения (по компонентам

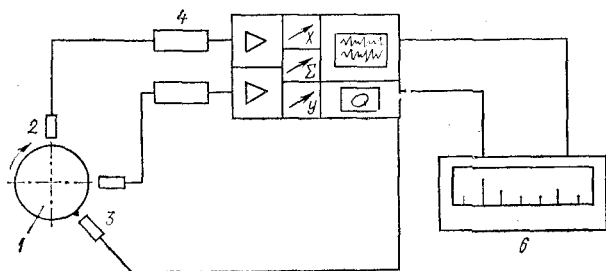


Рис. 1.6. Блок-схема измерения вибрации ротора турбоагрегата.
1 — ротор; 2 — датчики вибрации; 3 — фазовый датчик; 4 — блок питания; 5 — измерительный блок; 6 — панорамный анализатор гармоник.

X — Y и суммарному значению), двухкоординатные самописцы. Для отметки фазы на роторе турбины устанавливается специальная метка (цветовая или в виде выступа), против которой укрепляется датчик опорного напряжения. К выходу измерительного блока дополнительно подключается анализатор гармоник. В качестве усилителей использованы упомянутые выше линейные усилители РМ 3365 и 11013.

Современные средства позволяют полностью автоматизировать процесс записи и анализа измерений. Так, к выходу интегрирующих усилителей можно подключить блок аналого-цифрового преобразования (например, 52003 фирмы RFT) и через переключатель точек измерения — цифropечатающее устройство или регистратор на перфолентах с последующим подключением ЭВМ для автоматической обработки результатов по заданной программе. Упомянутые панорамные анализаторы гармоник помимо аналоговых выходов на

двухкоординатные самописцы имеют выходы (через цифровой преобразователь) и на цифropечатающее устройство или перфоратор.

При исследовании стационарной вибрации можно использовать ручные анализаторы вибрации с визуальным отсчетом. К числу таких хорошо зарекомендовавших себя анализаторов с плавной настройкой относится прибор типа 1461A фирмы «Доу Инструментс» с диапазоном частот 2 Гц—20 кГц и отклонением стрелки на всю шкалу (на наиболее чувствительном диапазоне) при входном сигнале 1 мВ (входной импеданс 1 МОм).

За рубежом многие фирмы («Филлипс», «Эндевко», «Рейтлингер», МВ и др.) выпускают специальные комплексы приборов для проведения исследований вибрации, выполненные по описанной выше схеме. Наибольшее распространение в СССР получил комплекс приборов, выпускаемых фирмой «Шенк».

Комплект аппаратуры фирмы «Шенк» в основном состоит из приборов «Вибровид-4», многоканальной аппаратуры SV для измерения относительной вибрации роторов и двухкоординатных самописцев.

Прибор «Вибровид-4» (рис. 1.7) состоит из двух блоков: измерительного и блока RC-генератора опорного напряжения; кроме того, при автоматической записи характеристик вибрации дополнительно используются блок вспомогательного кварцевого генератора и логарифмирующий блок, увеличивающий динамический диапазон на 60 дБ. К генераторному блоку можно подключить до пяти измерительных блоков и таким образом превратить «Вибровид-4» в многоканальный прибор.

Основным элементом прибора «Вибровид-4» является векторметр, состоящий из двух ваттметровых измерительных систем, к осям которых прикреплены зеркала. Луч света от жестко закрепленного источника через фокусирующую оптическую систему попадает на оба зеркала и далее на стеклянную шкалу экрана векторметра, образуя светящуюся точку.

Расстояние светящейся точки от центра шкалы будет мерой амплитуды измеряемой гармонической вибрации, а угол, занимаемый светящейся точкой в полярной системе координат, будет характеризовать фазовый угол между векторами обоих колебаний равных частот. Следует подчеркнуть высокую избирательность системы: рассогласование по частотам в 3° дает уменьшение значения амплитуды сигнала в 100 раз.

Прибор «Вибровид-4» позволяет измерять вибро смещения, вибро скорость и среднеквадратические значения вибрации элементов статоров, частоту вибрации и частоту вращения исследуемого агрегата, с высокой точностью проводить амплитудно-частотный и фазо-частотный анализы вибрации, причем специальные блоки обеспечивают автоматический гармонический анализ с записью результатов на двухкоординатном самописце, а также запись всех основных характеристик вибрации, в том числе полярных виброграмм-годографов колебаний. «Вибровид-4» может быть использован также и для балансировки роторов.

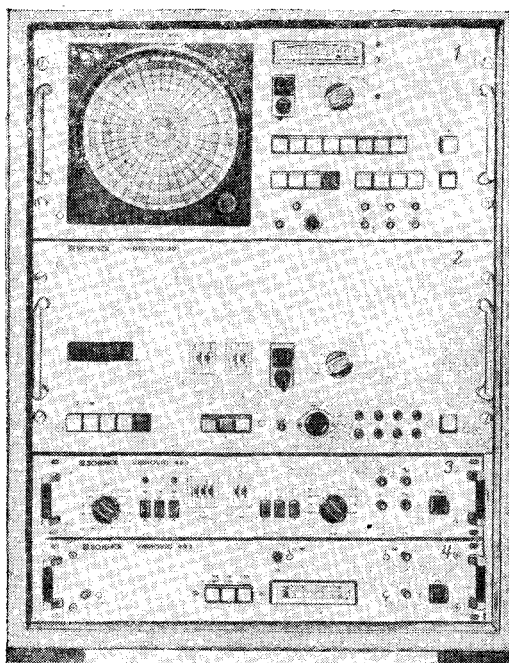


Рис. 1.7. Прибор «Вибровид-4».

1 — измерительный блок; 2 — генераторный блок; 3 — вспомогательный кварцевый генератор; 4 — логарифмирующий блок.

Прибор «Вибровид-4» комплектуется стандартными сейсмическими и сейсмоиндикаторными индукционными вибродатчиками, обеспечивающими измерение вибрации в диапазоне от 3 до 2000 Гц при амплитуде от 1 до 4000 мкм, причем наиболее чувствительная шкала измерений амплитуды вибросмещений имеет диапазон 0—8 мкм и может быть использована при частоте от 15 Гц.

Комплект аппаратуры для измерения относительной вибрации роторов фирмы «Шенк» (тип SV) состоит из бесконтактных токовых датчиков диаметром 8,5 мм, выносных генераторов (несущая частота 2 МГц), цифровых индикаторов, двухлучевого осциллоскопа, самописца и реле с указателями предельных значений. Установочный воздушный зазор для датчиков — до 2 мм, рабочий частотный диапазон—0—10 кГц при диапазоне амплитуд ± 600 мкм. В результате использования оригинальной схемы вектометра в комплекте фирмы «Шенк» были проведены измерения вибрации с высокой точностью. Вместе с тем очевидно, что использование одно- или двухканального варианта измерений не отвечает задачам комплексных исследований вибрации турбоагрегатов.

1.5. СПЕЦИАЛЬНАЯ АППАРАТУРА ДЛЯ КОМПЛЕКСНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВИБРАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТОВ

На основе описанных выше требований (см. § 1.1) ВТИ совместно с СКБ «Виброприбор» разработана аппаратура для комплексных исследований вибрации турбоагрегатов (АКИВ-2), основанная на индуктивном принципе преобразования механических колебаний.

АКИВ-2 — десятиканальная 50-точечная аппаратура, обеспечивающая измерение вибрации деталей статоров в 30 точках и относительной вибрации роторов в 20 точках.

Аппаратура позволяет:

- измерять пиковые значения вибросмещений, виброускорений и виброскоростей, а также среднеквадратические значения виброскоростей периодической и квазипериодической вибрации;

- выделять и измерять амплитуды и сдвиги фаз основной частоты вынужденных колебаний;

- измерять частоты вибрации;

- проводить амплитудно-частотный и фазо-частотный анализы компонентов вибрации;

- обеспечивать наблюдение за формой вибрации;

- производить запись вибрации;

- измерять частоту вращения роторов машин;

- осуществлять стробоскопическое освещение вращающихся деталей турбоагрегата.

Пределы измерения:

Размах вибросмещений, мкм	2—2000
Размах виброскоростей, мм·с ⁻¹	0,2—200
Размах виброускорений, м·с ⁻²	0,1—80
Среднеквадратические значения виброскоростей, мм·с ⁻¹	0,1—100

АКИВ-2 имеет пять поддиапазонов, причем низшие значения соответствуют: $B=2\div 20$ мкм; $v=0,2\div \div 2,0$ мм·с⁻¹; $a=0,3\div 3$ м·с⁻²; $v_{\text{сн}}=0,1\div 1$ мм·с⁻¹; $a_{\text{сн}}=0,1\div 1$ м·с⁻².

Схема измерительного тракта АКИВ-2 представлена на рис. 1.8.

Кварцевый генератор ГНЧ вырабатывает колебания несущей частоты, которые усиливаются до фиксированного уровня (с автоматической регулировкой), так что на выходных обмотках трансформатора усилителя мощности УМ поддерживается стабильное по

пиковых *ПД* или среднеквадратических *ЭД* значений к стрелочному указателю *СУ*.

Кроме визуальной регистрации в АКИВ-2 предусмотрена запись вибрации на магнитофон *М*, двухкоординатные самописцы или на шлейфовый осциллограф *Н-700*, которые через специальный усилитель *УЗ* подключаются к выходу усилителя низкой частоты *УНЧ*.

При гармоническом анализе сложной вибрации использован принцип синхронного детектирования (с помощью синхронного детектора *СД1*) низкочастотного демодулированного сигнала от вибродатчика и опорного сигнала от специального генератора *ГА* (гетеродина с плавной перестройкой частоты) с фазо-частотной синхронизацией опорного сигнала по минимуму выходного напряжения второго синхронного детектора *СД2*, работающего со сдвигом фаз 90° . Такой способ синхронизации наиболее устойчив и дает возможность точного и стабильного отсчета амплитуд гармоник. Результаты гармонического анализа наблюдаются на стрелочном указателе *СУА* и регистрируются на двухкоординатном самописце.

Опорный сигнал, синфазный с соответствующей гармоникой исследуемого сигнала, поступает в формирователь импульсов *ФИ* запуска стробоскопа *Ст* и частотомера *Ч*.

Автоподстройка частоты осуществляется путем изменения емкости включенного параллельно контуру гетеродина диода Зенера (блок *АПЧФ*) при подаче на него напряжения рассогласования с выхода второго синхронного детектора (управляющего напряжения).

Помимо фазо-частотного анализа с помощью специального генератора в АКИВ-2 предусмотрено получение опорного напряжения от сельсино-фазового датчика *ФД*, вал которого крепится к валу исследуемого агрегата; сигнал от фазового датчика подается на пару пластин электронно-лучевой трубки *О*, на другую пару пластин которой подается напряжение от вибродатчика; электронно-лучевая трубка *О* служит нуль-индикатором в схеме, используемой при определении относительного сдвига фазы основной гармоники колебаний (например, при балансировке агрегата) по градусной шкале, укрепленной на валу фазовращателя *ФИ*. Кроме того, для этих же целей может быть использован стробоскоп *Ст*.

АКИБ-2 имеет систему автоматического обегаящего контроля, обеспечивающую контроль за работой всех основных элементов — генератора несущей частоты, вибродатчиков, электронно-измерительных блоков.

Автоматическая регулировка усиления в ГНЧ осуществляется путем изменения динамических сопротивлений нелинейных элементов, стоящих в плечах делителя на входе генератора и управляемых выпрямленным выходным напряжением генератора.

В усилителе мощности УМ управляемым элементом является входной транзистор (изменения постоянного тока зависят от изменений выходного напряжения усилителя мощности).

Правильность работы сейсмического вибродатчика — постоянство уровня нескомпенсированного напряжения несущей частоты в выходной обмотке преобразователя датчика — поддерживается с помощью системы контроля за уровнем сигнала на выходной обмотке преобразователя датчика. Он осуществляется регулировкой постоянного тока в катушке юстировки, поле которого взаимодействует с полем постоянного магнита РЮ.

Контроль за коэффициентом передачи измерительного тракта осуществляется путем подачи калибровочного сигнала на вход тракта от модулятора (имитатора сигнала датчика).

Вся аппаратура выполнена полностью на транзисторах и состоит из отдельных функционально связанных блоков — источника питания преобразователя сигналов, прибора управления, измерителя вибрации, вспомогательных стандартных приборов.

Кроме того, в комплект аппаратуры входят 30 однокомпонентных сейсмических датчиков и 20 бесконтактных датчиков измерения относительной вибрации валов с коммутационными устройствами. Вид отдельных элементов аппаратуры представлен на рис. 1.9.

Стремление наиболее просто решить проблему чувствительности аппаратуры при малых значениях вибрации, а также иметь более низкую границу частотного диапазона заставило пойти по пути использования низкочастотных сейсмических датчиков — виброметров. Это потребовало тщательного выбора наиболее рационального подвеса сейсмической системы.

Анализ отечественного и зарубежного опыта конструирования сейсмических датчиков позволяет заклю-

чить, что наиболее целесообразно использовать рычажные подвесы типа физических маятников, как это, в частности, с успехом реализовано фирмой МВ [165].

Испытания этих датчиков подтвердили их хорошие динамические свойства, поэтому при создании сейсмической части датчика аппаратуры АКИБ-2 была ис-

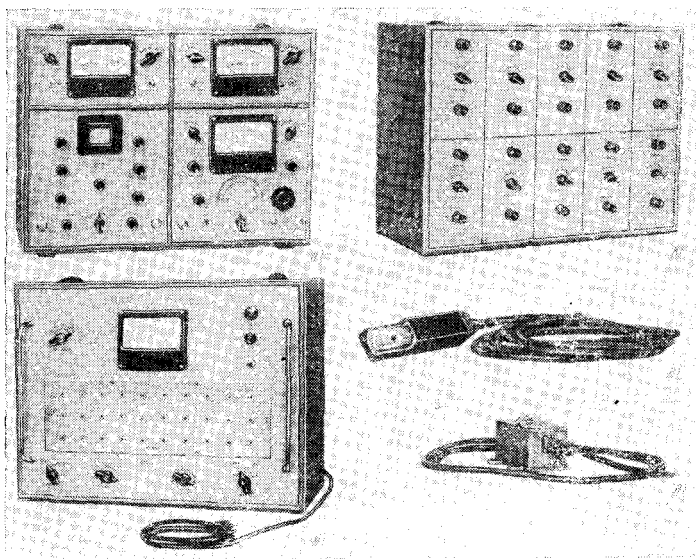


Рис. 1.9. Основные элементы АКИБ-2.

a — блок измерения; *б* — блок управления; *в* — блок преобразования сигналов; *г* — стробоскоп; *д* — сейсмический вибраторчик.

пользована конструкция опрокинутого физического маятника в виде литой траверсы из бронзы, на конце которой находится входная катушка индукционного преобразователя (рис. 1.10, *a*). Маятник подвешен к стойкам на корпусе с помощью разнесенных крестообразных тонких стальных пружин и удерживается в равновесном положении с помощью противодействующей цилиндрической пружины, создающей «отрицательную» упругость для снижения собственной частоты сейсмической системы в соответствии с выражением

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{W - W_{\text{доп}}}{I}}, \quad (1.21)$$

где W — удельный противодействующий момент рычажного подвеса; $W_{\text{доп}}$ — удельный момент, возникающий из-за «отрицательной» упругости; I — момент инерции маятника относительно оси вращения.

Противодействующая пружина крепится одним концом к микрометрическому устройству на корпусе, а

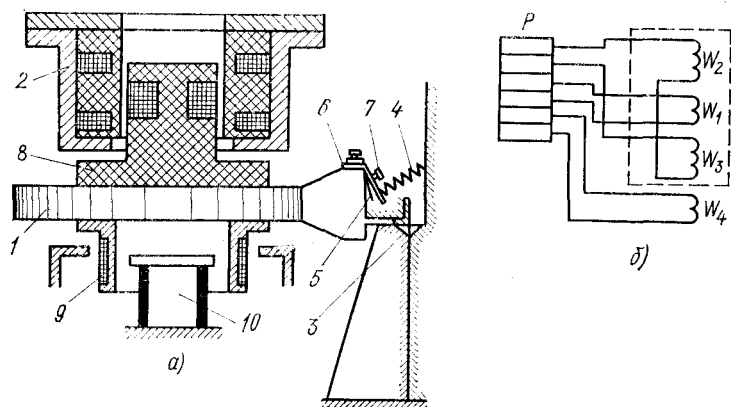


Рис. 1.10. Сейсмический вибродатчик.

а — схема конструкции; б — схема включения обмоток; 1 — маятник; 2 — корпус; 3 — крестообразные пружины; 4 — противодействующая пружина; 5 — биметаллическая пластина; 6 — бронзовая пластина; 7 — упорный винт; 8 — рабочие катушки; 9 — катушка управления; 10 — постоянный магнит; P — клеммник; W_1 — выходная обмотка; W_2 , W_3 — входные обмотки; W_4 — управляющая обмотка.

другим к биметаллической пластине на маятнике; последняя обеспечивает температурную компенсацию путем дополнительного натяжения или ослабления противодействующей пружины при изменении температуры окружающей среды.

Ввиду большого отношения длины траверсы к относительному перемещению катушек под воздействием виброперемещений датчик можно рассматривать как линейную систему, при этом сейсмический подвес обеспечивает строго направленное восприятие колебаний при практически полном отсутствии чувствительности к боковым составляющим. Датчик имеет электромагнитное демпфирование со степенью демпфирования 0,45.

Как видно из схемы включения обмоток (рис. 1.10, б), преобразование механических колебаний в электриче-

ские осуществляется с помощью трансформаторной схемы. Напряжение несущей частоты (5 кГц) подается во внешние катушки W_2 и W_3 датчика, имеющие встречное включение (по магнитному потоку), при этом в обмотке внутренней катушки W_1 наводится э. д. с. e_1 :

$$e_1 = e \frac{W_1}{W_2} M_{21} - e \frac{W_1}{W_3} M_{31}, \quad (1.22)$$

где M_{21} и M_{31} — коэффициенты связи первичных обмоток W_2 и W_3 со вторичной обмоткой W_1 .

При идентичной намотке катушек $W_2 = W_3$ и выходной сигнал e_1 как функция малых вибро смещений определится после разложения в ряд выражения (1.22) и при учете основных членов выразится в виде

$$e_1 = e \frac{W_1}{W_2} \left[M_0 + \frac{\partial M_0}{\partial y} y(t) \right], \quad (1.23)$$

где $M_0 = M_{21} - M_{31}$ при отсутствии вибрации; $\frac{\partial M_0}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} [M_{21} - M_{31}]$ — усредненная крутизна характеристик преобразователя вибродатчика по величине относительного перемещения катушек преобразователя.

При подстановке в выражение (1.23) соответствующих временных функций получим:

$$e_1 = A_0 [1 + k_1 y(t)] \sin(\omega_0 t + \varphi_0), \quad (1.24)$$

где $A_0 = e_0 \frac{W_1}{W_2} M_0$ — амплитуда постоянной составляющей;

$k_1 = \frac{1}{M_0} \frac{\partial M_0}{\partial x}$ — коэффициент чувствительности датчика.

Как видно из (1.24), сигнал состоит из колебаний с частотой, значительно выше частоты помех, т. е. спектры полезного сигнала и помех разделены. Путем использования специальных фильтров в цепи измерителя вибрации в аппаратуре удалось обеспечить также высокое отношение мощности полезного сигнала к мощности низкочастотных помех от внешних источников. Кроме того, преобразователи вибродатчиков имеют специальный кожух, защищающий их от внешних помех. Напряжение несущей частоты имеет хорошую фильтра-

цию (без боковых частот паразитной модуляции), а элементы вспомогательных устройств обладают линейными характеристиками.

В качестве датчиков измерения относительной вибрации валов турбоагрегатов была использована конструкция бесконтактного индуктивного датчика трансформаторного типа, разработанная в УралВТИ [120]. Датчик (рис. 1.11, а) состоит из измерительного 12 и

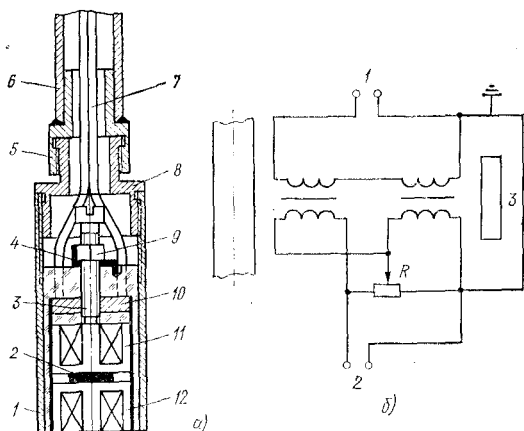


Рис. 1.11. Бесконтактный индуктивный датчик.

а — конструкция; 1 — гильза; 2 — прокладка; 3 — винт; 4 — шайба; 5 — переходник; 6 — трубка; 7 — провода; 8 — штуцер; 9 — гайка; 10 — шунт; 11 — компенсационный трансформатор; 12 — измерительный трансформатор; б — схема включения обмоток: 1 — от генератора; 2 — к усилителю; 3 — шунт.

компенсационного 11 трансформаторов, обмотки возбуждения которых включены последовательно, а вторичные (для защиты от внешних магнитных полей) — встречно; компенсационный трансформатор снабжен магнитным шунтом 10 для регулировки чувствительности и юстировки уровня нескомпенсированной несущей. В результате простой настройки датчика на одну характеристику устраняется зависимость чувствительности датчика от магнитных свойств материала ротора и обеспечивается их взаимозаменяемость. В конструкции датчика предусмотрена защита от влияния температуры окружающей среды и внешних электромагнитных полей. Для обеспечения работы датчика на линейном участке характеристики стрелочный индикатор имеет специальную шкалу положений датчика относи-

гельно вала с отметками предельных положений; эта шкала служит также и для измерения статистической составляющей смещения датчика относительно вала (измерение зазора).

Блок управления (см. рис. 1.9,б) включает генератор несущей частоты, стабилизированный выпрямитель, коммутатор и устройство юстировки датчиков. Блок управления обеспечивает питание схемы напряжением несущей частоты (5 кГц), связь между всеми датчиками и измерительными блоками аппаратуры, дистанционный контроль и регулировку работы датчиков и измерительного тракта.

Напряжение несущей частоты 5 кГц и выходное (модулированное по закону виброперемещений) напряжение от вибродатчиков через переключатель датчиков блока управления подаются на вход блоков измерения параметров вибрации (см. рис. 1.9,а), а также непосредственно на 10 блоков преобразователя сигналов (см. рис. 1.9,в), обеспечивающего одновременную запись вибрации по 10 независимым каналам. Кроме того, выходными сигналами блока являются регулируемые постоянные токи подмагничивания (дистанционной юстировки датчиков), поступающие от стабилизированного выпрямителя через транзисторные регуляторы блока — преобразователя сигналов на каждый датчик, а также стабилизированное напряжение 50 Гц, поступающее от нелинейного стабилизатора через переключатели блока на вход измерителя параметров вибрации.

Юстировка датчиков осуществляется путем измерения уровня нескомпенсированной несущей на выходе. Для этого, как показано на рис. 1.12, используется синхронный детектор (транзистор $ПП_4$), на один из входов которого поступает модулированное напряжение несущей частоты от датчика, а на другой — опорное напряжение той же несущей частоты от усилителя мощности несущей частоты. Выходное напряжение на стрелочном измерителе будет зависеть только от статического уровня несущей частоты и не будет зависеть от коэффициента модуляции. Компенсация разбаланса (правильная установка относительного положения первичной и вторичной катушек вибродатчиков) достигается путем изменения тока регулирования (подмагничивания) с помощью потенциометров. Управляющая об-

мотка катушки вибродатчика включена таким образом, что для получения устойчивого положения сейсмической системы вибродатчика ток регулирования создает силу, отталкивающую катушку от магнита вибродатчика.

В процессе разработки аппаратуры были созданы две схемы юстировки — ручная и автоматическая. В ручной схеме (рис. 1.12, а) регулировка датчиков достигается вращением ручек потенциометров вручную до сов-

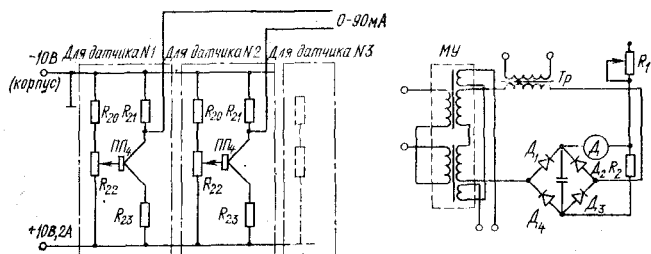


Рис. 1.12. Схема юстировки датчиков.

а — ручная; б — автоматическая.

падения стрелки микроамперметра с фиксированной отметкой на шкале. В автоматической системе (рис. 1.12, б) в схему измерителя постоянной составляющей вместо микроамперметра включается регулирующая обмотка магнитного усилителя МУ, обмотки возбуждения которого через мостовой выпрямитель питаются от сетевого трансформатора Тр. В диагональ выпрямителя включен реверсивный микродвигатель постоянного тока Д. Делитель (сопротивления R_1 — R_2) создает напряжение смещения, регулированием которого выбирается исходная рабочая точка на характеристике вибродатчика. При появлении сигнала рассогласования ротор микродвигателя начинает вращать ручку потенциометра до исчезновения разбаланса.

Блок преобразования сигналов (см. рис. 1.9, в) состоит из 10 однотипных блоков, включающих усилители мощности модулированной несущей частоты, демодуляторы с фильтрами низких частот и усилители записи. На передней панели каждого блока имеются переключатели пятиступенчатого делителя напряжений, ручка установки нуля и ручки калибровки канала и установки уровня несущей.

Блок измерения параметров вибрации (см. рис. 1.9,а) состоит из двух идентичных каналов измерения параметров вибрации, анализатора, фазоизмерительных схем, осциллоскопа и частотомера.

Каналы измерения параметров вибрации включают дифференцирующие усилители с фильтрами нижних

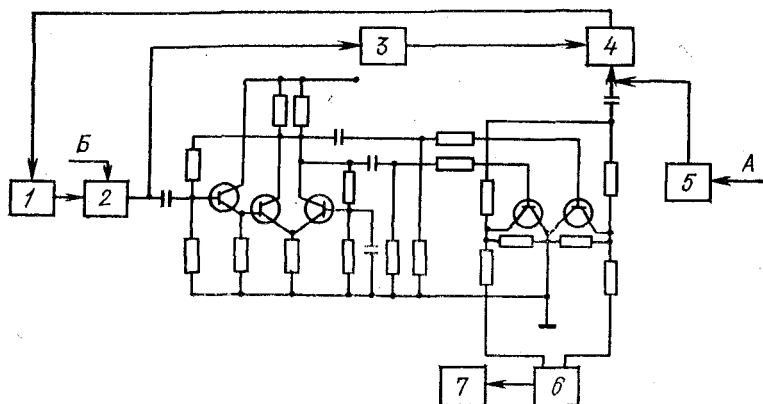


Рис. 1.13. Блок-схема анализатора АКВ-2.

1 — гетеродин; 2 — смеситель и фильтр низких частот; 3 — диапазонный фазовращатель; 4 — синхронный детектор; 5 — усилитель низкой частоты; 6 — балансный УПТ и эмиттерный повторитель; 7 — стрелочный индикатор.

частот (частота среза 550 Гц), выходные согласующие усилители с низкими выходными сопротивлениями, детекторы пиковых и среднеквадратических значений. Для измерения среднеквадратических значений вибрации разработан специальный детектор, обеспечивающий минимальную погрешность для наиболее часто наблюдаемого гармонического состава вибрации (менее 2%).

В цепи детектора пиковых значений предусмотрено подключение нормирующих преобразователей 100 мкА/5 мА для присоединения устройств унифицированного сигнала ГСП.

Особой новизной отличается схема анализатора гармоник.

Как видно из блок-схемы (рис. 1.13), анализатор имеет два входа, обозначенных на схеме буквами А и Б. На вход А подается исследуемый сигнал низкой частоты (после демодулятора), а на вход Б — стабильный сигнал несущей частоты 5 кГц, 36 В, который по-

ступает в смеситель 2; туда же подается и напряжение от внутреннего гетеродина 1, обеспечивающего плавную перестройку по частоте в диапазоне 5000—5500 Гц. Находящийся в блоке со смесителем фильтр нижних частот выделяет низкочастотный (разностной частоты) сигнал, поступающий с выхода смесителя; этот сигнал является опорным. Опорный сигнал через диапазонный фазовращатель 3 и исследуемый сигнал поступают на входы синхронного детектора-фильтра 4, обладающего высокой избирательностью по частоте. Постоянный ток на выходе детектора пропорционален произведению амплитуд синхронных гармоник на косинус угла между ними, т. е. максимальный ток соответствует нулевому сдвигу фаз между подаваемыми напряжениями. При синфазности напряжений и постоянстве опорного сигнала стрелочный измеритель анализатора 7 на выходе будет обеспечивать отсчет амплитуд анализируемых гармоник, причем порог его чувствительности будет на порядок ниже порога чувствительности амплитудомера виброметра.

В цепи гетеродина сигнал управления частотой проходит через цепи полосы захвата и удержания, ширина которой может быть изменена путем переключения: широкая полоса в зависимости от амплитуды гармоники имеет диапазон от 0,5 до 5 Гц, узкая — от 0,15 до 1,5 Гц. Зависимость ширины полосы от амплитуды линейная.

Измерительный блок включает две схемы измерения относительной фазы колебаний — стробоскопическую и сельсинную.

Стробоскопические фазоизмерительные схемы были исследованы весьма подробно, и, в частности, было показано, что при соответствующих условиях точность отсчета фазы с помощью стробоскопа может быть вполне достаточной, например, для целей балансировки турбоагрегатов [93].

Поскольку сигнал на стробосхему в данном случае можно подать непосредственно от фильтра-детектора анализатора, т. е. П-образной формы с достаточной величиной амплитуды, использована более простая триггерная схема.

Преимуществами выбранной стробосхемы являются также невысокое напряжение питания (не выше 250 В), достаточная яркость свечения, долговечность

работы. Однако существенный недостаток стробосхемы — сложность включения последних в автоматическую систему регистрации экспериментальных данных.

В сельсинную фазоизмерительную схему включены схема осциллоскопа с трубкой 6ЛОИИ, сельсин-фазорегулятор и сельсин-датчик, вал которого крепится к валу исследуемого турбоагрегата. Отсчет фазы осуществляется по градусной шкале на лимбе сельсина-приемника, а трубка осциллоскопа служит в качестве нуля-индикатора.

Особенность сельсинной схемы состоит в том, что бесконтактные сельсины типа БС-151 и БД-160 работают на несущей частоте, модулированной по закону

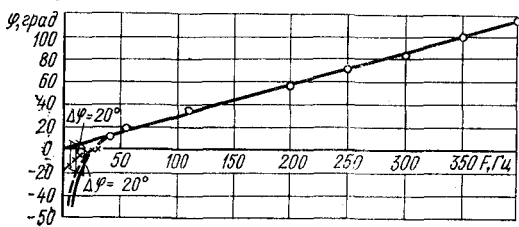


Рис. 1.14. Фазо-частотная характеристика АКИВ-2 с сейсмическими вибродатчиками.
 φ — фазовый сдвиг; F — частота.

угла поворота, т. е. амплитуда огибающей не зависит от частоты вращения агрегата, что дает значительные преимущества при снятии фазовых характеристик во время пуска или останова агрегата. В качестве демодулятора использован двухступенчатый стробированный усилитель с фильтром низких частот, аналогичный примененному в тракте измерения амплитуд.

Частотомер работает по принципу суммирования импульсов одной полярности и измерения среднего тока. Так же как и в схему стробоскопа, в цепь частотомера с триггерного формирователя, включенного на выходе анализатора, поступают остроконечные сигналы.

Результаты испытаний АКИВ-2 показали, что амплитудно-частотная характеристика аппаратуры с сейсмическими датчиками в диапазоне частот 10—400 Гц имеет плоскую форму с отклонением экспериментальных точек в пределах $\pm 5\%$; фазо-частотная характе-

ристика (рис. 1.14) в рабочем диапазоне имеет пропорциональную форму с отклонением до -20° на частоте 10 Гц, что соответствует, как было сказано выше, погрешности $\delta_{фч} = \pm 8\%$. Субгармонические резонансы подвесной системы вибродатчиков во всем рабочем диапазоне отсутствуют, чувствительность датчиков к поперечным составляющим вибрации не превышает 2% измеряемой величины ($\delta_{бн} = \pm 1\%$). Амплитудно-частотная характеристика аппаратуры с бесконтактным датчиком в пределах 0—400 Гц также имеет плоскую фор-

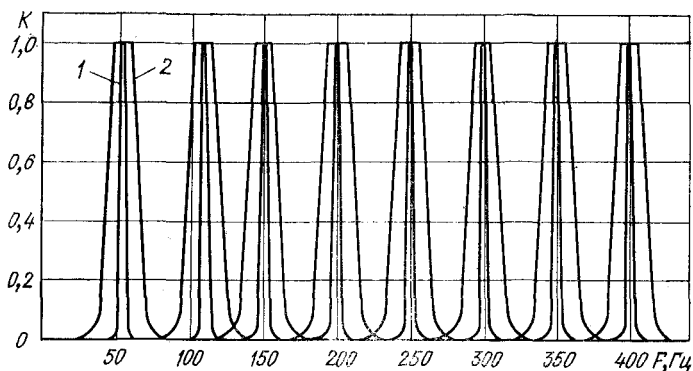


Рис. 1.15. Частотные характеристики анализатора гармоник АКВ-2 при включении узких (1) и широких (2) полос захвата.

K — коэффициент ослабления сигнала; F — частота.

му с погрешностью не более 5%. Амплитудные характеристики аппаратуры с применением датчиков обоих типов строго пропорциональны с погрешностью градуировки в пределах допуска $\delta_{ач} = \pm 2\%$. Все датчики взаимозаменяемые (дополнительная погрешность при этом не превышает 2%), нечувствительны к изменению температуры окружающей среды в пределах до $+100^\circ\text{C}$ и к внешним электромагнитным полям напряженностью до $2000 \text{ А} \cdot \text{В} \cdot \text{м}^{-1}$.

На рис. 1.15 представлены амплитудно-частотные характеристики анализатора гармоник. Избирательность на верхнем пределе шкалы при узкой полосе захвата составляет около $\pm 1,5$ Гц. Погрешность отсчета частоты не превышает $\pm 1\%$, а амплитуд гармоник $\pm 2\%$. В результате суммарная относительная погрешность измерения аппаратуры в диапазоне частот 10—400 Гц

для системы с сейсмическим датчиком составляет $\pm 9,8\%$, а с бесконтактным датчиком $\pm 5\%$.

Испытания также показали, что фазоизмерительные схемы АКИВ-2 обеспечивают измерение относительных фаз гармоник с точностью $\pm 2-3^\circ$.

Испытания АКИВ-2 подтвердили целесообразность выбранного принципа передачи информации с использованием несущей частоты и соответствие аппаратуры техническим требованиям на ее разработку.

ГЛАВА ВТОРАЯ

НОРМИРОВАНИЕ ВИБРАЦИИ

2.1. ЦЕЛЬ НОРМИРОВАНИЯ ВИБРАЦИИ

В общем случае оценка допустимой вибрации машин должна производиться путем совместного учета всех вредных последствий, которые она может вызвать. Однако теоретически строгий вывод подобного критерия оценки вибрации вряд ли возможен из-за неизученности многих вопросов динамики машин. Кроме того, использование подобного критерия ввиду его неизбежной сложности было бы непригодно для практического применения. Поэтому при создании норм эксплуатационного контроля вибрации в качестве критерия в международной практике принято использовать один из кинематических параметров (виброперемещение, виброскорость, виброускорение), по которому и судят об общем состоянии машин.

Основная цель эксплуатационных норм вибрации — контроль за техническим состоянием машин в процессе их работы, при этом в зависимости от типа агрегата и его назначения подход к установлению норм может быть самым различным: в одном случае нормативы связываются с пределами запаса прочности машины, в другом — с ее воздействием на окружающую среду и т. п. Учитывая особенности конструкции, производственные задачи, стоимости и сроки амортизации современных паротурбинных агрегатов, следует считать, что *основной целью нормирования их вибрации является решение диагностической задачи — создание таких условий эксплуатации, при которых была бы создана возмож-*

ность своевременного обнаружения любых, даже незначительных повреждений или механических ненормальностей, т. е. обнаружения повреждений на начальной стадии их возникновения. Решение этой задачи требует обеспечения минимального уровня вибрации турбоустановки. Экономическая целесообразность такой постановки вопроса основывается на резком снижении расходов путем увеличения длительности межремонтного пробега, повышения экономичности турбоустановок вследствие уменьшения зазоров в лабиринтных уплотнениях и механических потерь. В результате статистической обработки материалов капитальных ремонтов турбинного оборудования за последние 5 лет было показано, что при своевременном останове турбоагрегата значительно снижаются затраты на капитальный ремонт, не говоря уже о потерях, связанных с простоями оборудования [125]. При установлении норм вибрации необходимо учитывать возможность их реализации с использованием средств, которыми располагает ремонтный и эксплуатационный персонал электростанций, а также связанные с этим затраты.

Проблема нормирования вибрации современного турбоагрегата требует решения четырех взаимно связанных задач:

- нормирования вибрации опор подшипников;
- нормирования вибрации роторов;
- нормирования вибрации статоров генераторов и их элементов;
- нормирования вибрации фундаментов.

Проведенные исследования [98—100, 103, 112] позволили завершить разработку норм на вибрации подшипниковых опор. Имеются также нормативы на вибрацию контактных колец и сердечников статоров генераторов. Нормативы на вибрацию остальных элементов турбоагрегатов находятся в стадии разработки.

2.2. АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Опыт разработки норм вибрации убедительно показывает, что жизненность последних в значительной мере определяется степенью изучения вибрационного состояния находящихся в эксплуатации турбоагрегатов. С этой целью были проведены детальные исследования

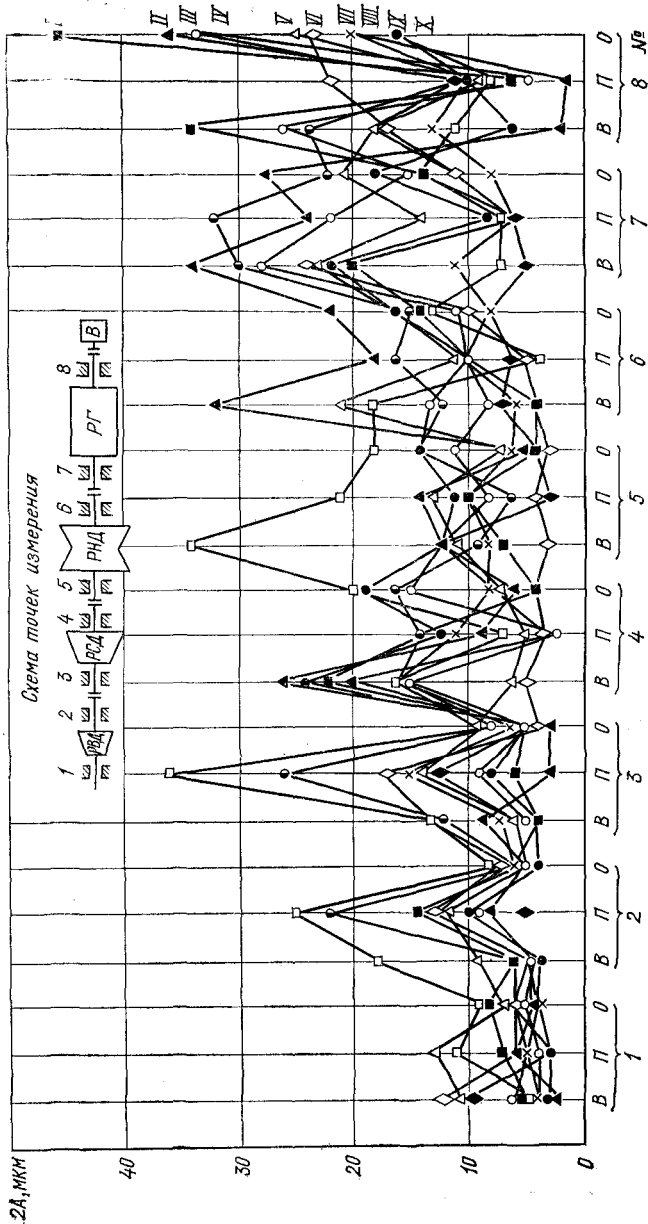


Рис. 2.1. Виброперемещения подшипников турбоагрегатов Т-100-130.

2A — размах виброперемещений; В, П, О — вертикальные, поперечные и осевые компоненты виброперемещения соответственно; № — номера опор; I—X — номера турбоагрегатов.

вибрации отечественных турбоагрегатов мощностью 25—800 МВт.

Исследования проводились по единой методике и одними и теми же средствами: измерений высокого класса точности, обеспечившими: получение подробного частотного спектра колебаний турбоагрегатов в диапазоне до 500 Гц; определение всех параметров вибрации опор турбоагрегатов (вибросмещения, виброскорости, виброускорения), измеряемых на верхних крышках подшипников, над осью поперечного сечения вкладышей; сопоставление колебаний подшипниковых опор и роторов, а также элементов фундамента; оценку динамических усилий, действующих на опоры при нормальной эксплуатации турбоагрегата.

Было исследовано более 150 турбоагрегатов (9 типов) мощностью 50—300 МВт. Количество исследованных турбоагрегатов каждого типа составляло от 10 до 25. Кроме того, для получения всеобъемлющей картины состояния вибрации турбин дополнительно были исследованы турбоагрегаты К-500-240-1+ТГВ-500, К-500-240-2+ТГВ-500, К-800-240-3+ТГВ-500, а также 15 турбоагрегатов разных типов с единичной мощностью 25 МВт.

Исследования каждого турбоагрегата проводились при номинальных нагрузках и эксплуатационных параметрах.

Как известно, основные параметры вибрации для синусоидальных колебаний выражаются в следующем виде:

амплитуда виброперемещений $A = A_0 \sin \omega t$;

амплитуда виброскорости $v = v_0 \cos \omega t = \omega A_0 \cos \omega t$;

амплитуда виброускорения

$$a = -a_0 \sin \omega t = -\omega^2 A_0 \sin \omega t,$$

где A_0 , v_0 , a_0 — соответственно максимальные амплитуды виброперемещений, виброскорости и виброускорения; ω — угловая частота; t — время.

Как следует из приведенных выражений, между указанными параметрами имеется «жесткая» связь

$$|A| : |v| : |a| = 1 : \omega : \omega^2.$$

Однако исследования показали, что вибрация подшипников турбоагрегатов, как правило, имеет сложный гармонический состав и является периодической. Поэтому такая вибрация может быть представлена разложением в ряд Фурье

$$x(t) = 0,5B_0 + B_1 \cos \omega t + B_2 \cos 2\omega t + \dots + B_n \cos n\omega t + \dots \\ \dots + C_1 \sin \omega t + C_2 \sin 2\omega t + \dots + C_n \sin n\omega t, \quad (2.1)$$

$$\text{где } B_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} x(t) \cos n\omega t dt; \quad C_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} x(t) \sin n\omega t dt;$$

$\omega = 2\pi/T$; T — период; t — время.

Из формулы (2.1) видно, что периодическая полигармоническая вибрация может быть представлена суммой гармоник, частоты которых равны $\omega, 2\omega, \dots, n\omega$, причем в правой части любая пара членов с синусом и косинусом (при одинаковой частоте) может быть заменена синусным членом вида $A_n \sin(n\omega t + \varphi_n)$, представляющим собой гармонику с частотой $n\omega$, амплитудой A_n и фазой φ_n , вследствие чего выражение (2.1) может быть представлено в виде

$$x(t) = A_1 \sin(\omega t + \varphi_1) + A_2 \sin(2\omega t + \varphi_2) + \dots \\ \dots + A_n \sin(n\omega t + \varphi_n). \quad (2.1a)$$

Наиболее важными характеристиками для анализа периодической вибрации являются зависимости амплитуд и фаз гармонических составляющих от частоты — так называемые амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики, амплитудные и фазовые спектры.

Для представления гораздо реже встречающейся при эксплуатации турбин непериодической вибрации можно воспользоваться интегралом Фурье. В этом случае непериодические колебания можно представить суммой бесконечного числа гармоник, частоты которых изменяются от нуля до бесконечности, а амплитудные значения — от нормальных значений для первых гармоник до минимальных.

Вибрация турбоагрегата обычно относится к категории периодической полигармонической вибрации. Спектр вибрации может включать 10-ю и более высокие гармоники, хотя и с малыми амплитудами. Следует подчеркнуть, что гармонический состав очень различен как для турбоагрегатов разных типов, так и для однотипных [98]; кроме того, последние имеют существенные разбросы уровней вибрации, что иллюстрирует, например, рис. 2.1. Это обстоятельство характеризует существование значительных резервов для улучшения вибрационного состояния агрегатов.

В результате обработки экспериментальных данных получены упорядоченные статистики значений вибраций

в предположении, что одинаковые компоненты колебаний одних и тех же подшипников однотипных турбоагрегатов принадлежат соответственно единым генеральным совокупностям.

Для проверки компактности выборки, характеризующей достоверность статистических выводов, и исключения из дальнейшей обработки резко выпадающих данных, связанных с ненормальной работой отдельных исследованных турбоагрегатов, целесообразно использовать критерий грубых ошибок наблюдений [123] при допущении, что полученный экспериментальный ряд значений вибраций (выборка) подчиняется нормальному закону распределения, при этом верхнюю границу допустимых результатов измерений можно определить из выражения

$$x_{\text{макс}} = x_{\text{ср}} + s g_{q,n}, \quad (2.2)$$

где $x_{\text{ср}}$ — среднее арифметическое значение результатов измерений; s — дисперсия результатов измерений; $g_{q,n}$ — квантиль распределения величины, взятый из таблиц [123] для уровня вероятности 99 %.

Анализ улучшенных таким образом выборок показывает, что их совокупность достаточно хорошо подчиняется нормальному закону распределения.

При проверке гипотезы нормального распределения целесообразно применить графический метод с помощью «вероятностной бумаги» (рис. 2.2).

На «вероятностной бумаге» в прямоугольной системе координат по оси координат нанесена шкала, соответствующая интегралу Гаусса:

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-t^2/2} dt, \quad (2.3)$$

а по оси абсцисс — логарифмическая шкала.

Функцию $\Phi(x, x_{\text{ср}}, \sigma^2)$ нормального распределения с параметрами $x_{\text{ср}}$ и σ^2 (дисперсия) путем линейного преобразования $z = (x - x_{\text{ср}})/\sigma$ можно превратить в нормированное нормальное распределение, поэтому кривая $y = \Phi(x, x_{\text{ср}}, \sigma^2)$ в системе координат $x-z$ получает вид прямой $z = (x - x_{\text{ср}})/\sigma$ с наклоном $1/\sigma$, проходящей через точку с координатами $x = x_{\text{ср}}$; $z = 0$.

При проверке гипотезы функция $\Phi(x)$ заменяется приближенной эмпирической функцией $\Phi_1(x)$, характе-

ризующей ступенчатую кривую, которая в каждой точке $x = x_n$ скачком переходит от значения $(n-1)/m$ к значению n/m . В таких случаях условно принято, что значение функции $\Phi_1(x)$ в данной точке n равно:

$$\Phi_1(x_n) = \frac{n-0,5}{m} P_i. \quad (2.4)$$

При достаточном количестве данных m значение P_i является оценкой вероятности $\Phi_1(x_n)$ и поэтому точки x_i ; P_i должны быть близки к соответствующим точкам функции $\Phi(x_i)$. Стремление к прямолинейному характе-

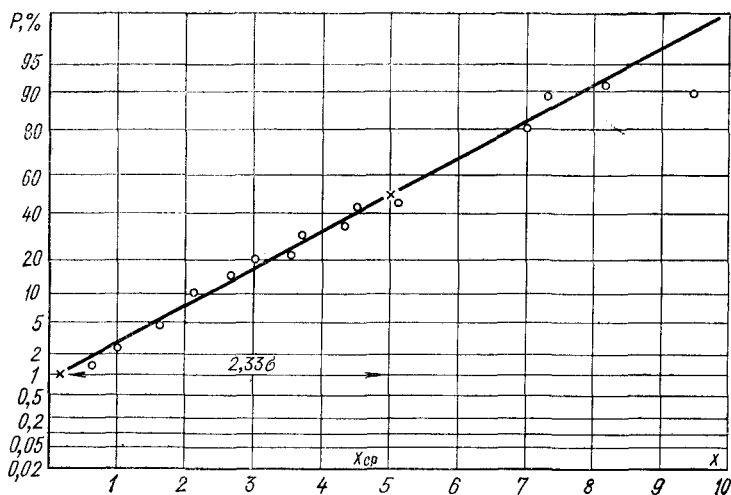


Рис. 2.2. Обработка экспериментальных данных вибрации опор № 9 турбин типа К-200-130 на «вероятностной бумаге».

P — вероятность; x — значение вибрации; σ — дисперсия.

ру расположения точек x_i , P_i можно считать признаком нормального распределения генеральной совокупности. На графике приведено уравнение прямой, отвечающей теоретическому нормальному закону

$$z_i = \frac{x_i - x_{\text{ср}}}{\sigma}, \quad (2.5)$$

где $x_{\text{ср}}$ — среднее значение анализируемых экспериментально полученных параметров вибрации; σ — средне-

квадратическое отклонение (дисперсия):

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x - x_{\text{ср}})^2}{n-1}}; \quad (2.6)$$

n — общее количество измерений.

Экспериментальные значения функции $P_i = f(x_i)$ наносятся на «вероятностную бумагу». От среднего предварительно рассчитанного $x_{\text{ср}}$ на уровне ординаты $P = 1\%$ в сторону нуля откладывается абсцисса, равная $2,33\sigma^2$, и через полученную точку и нуль шкалы проводится прямая. Как видно из рис. 2.2, последняя достаточно хорошо совпадает с нанесенными экспериментальными точками и в том числе с характерной точкой ($P = 50\%$; $x = x_{\text{ср}}$). Таким образом, закон нормального распределения для параметров вибрации получил свое подтверждение.

При дополнительной проверке в качестве меры отклонения экспериментально полученной ординаты от теоретически рассчитанной (в предположении нормального закона) величины можно использовать среднеквадратичную величину, рассчитанную по формуле

$$\sigma_{z_i} = \frac{1}{g(z_i)} \sqrt{\frac{[0,5 + \Phi(z_i)] [0,5 - \Phi(z_i)]}{m}}, \quad (2.7)$$

где $\Phi(z_i)$ — функция Лапласа; $g(z_i)$ — приближенное значение нормальной плотности; обе функции определяются по таблицам [123].

Мера рассеивания экспериментальных параметров оценивается коэффициентом вариаций

$$v = \sigma/x_{\text{ср}}. \quad (2.8)$$

Описанным способом проведена проверка по всем компонентам колебаний одинаковых опор однотипных турбоагрегатов и во всех случаях получено удовлетворительное совпадение с прямолинейной характеристикой, которая, как и предполагалось, ухудшалась на краях распределения в связи с быстрым приближением к нулю функции $g(z_i)$.

Установление близости совокупности измеренной вибрации одинаковых опор однотипных турбоагрегатов нормальному распределению существенно облегчило оценку полученных результатов. Известно, что при нор-

мальном распределении среднеквадратическое отклонение σ характеризует границу отклонения не менее 2/3 измеренных значений, а согласно теореме Чебышева при достаточно большом числе независимых опытов среднее арифметическое значение наблюдаемых случайных величин сходится по вероятности к ее математическому ожиданию. Поэтому в основу дальнейшего анализа было положено рассмотрение математических ожиданий размахов однокомпонентных виброперемещений одинаковых опор однотипных турбоагрегатов и их дисперсий.

Для определения точности, с которой эти оценки отражают искомую статистическую характеристику, следует определить верхние границы доверительного интервала оценок:

$$x_{\text{макс}} = x_{\text{ср}} + t_{\beta} \sigma, \quad (2.9)$$

где t_{β} — число квадратичных отклонений, которое нужно отложить вправо от центра рассеивания для того, чтобы вероятность попадания в полученный интервал значений была равна β . При наших подсчетах доверительная вероятность $\beta=0,95$, чему соответствовало значение $t_{\beta}=1,96$.

Нанесение верхней границы доверительного интервала на распределение частот встречаемости вибраций опор по каждому компоненту колебаний однотипных турбоагрегатов показало, что подавляющее большинство значений вибраций находится в границах доверительного интервала. Значения, выходящие за пределы доверительного интервала, отбрасывались.

Следует отметить, что подчинение нормальному закону распределения параметров вибрации было отмечено рядом исследователей, например [79]. Существует также мнение, что более близко совокупность измерений какого-либо параметра вибрации на ряде однотипных турбоагрегатов подчиняется закону Пуассона, при котором частота появления одинаковых результатов следует биномиальному закону [2]. Расхождение этих распределений связано с использованием граничных (максимальных) значений, которые при нормальном распределении отбрасываются, считаются маловероятными. С этой точки зрения нормальное распределение более отвечает задаче нормирования вибрации, так как заведомо исключает учет недопустимых для практики значений, что явилось дополнительным аргументом в пользу его применения.

В качестве иллюстрации на рис. 2.3 представлены результаты обработки первичных результатов исследования вибрации турбоагрегатов — математические ожи-

дания вертикальных компонентов вибрации подшипников турбоагрегатов.

Анализ по всем компонентам вибрации [99,103] с привлечением спектрального состава вибрации позволя-

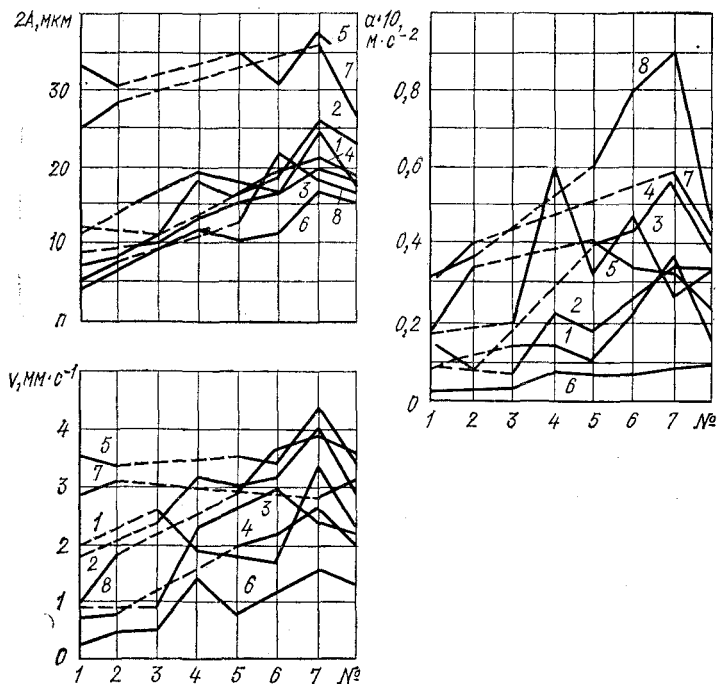


Рис. 2.3. Математическое ожидание параметров вибрации турбоагрегатов. Вертикальные компоненты.

$2A$ — размах виброперемещений; v — среднеквадратическая виброскорость; a — пиковое виброускорение; № — номера опор подшипников; 1, 2 — опоры РВД; 3, 4 — опоры РСД; 5, 6 — опоры РНД; 7, 8 — опоры генератора (у турбин, не имеющих соответствующих опор, уровни вибрации крайних опор соединены пунктиром); цифры на кривых — турбоагрегаты: 1 — К-300-240 ЛМЗ; 2 — К-300-240 ХТГЗ; 3 — К-200-130 ЛМЗ; 4 — К-160-130 ХТГЗ; 5 — К-100-90 ЛМЗ; 6 — Т-100-130 ТМЗ; 7 — К-50-90 ЛМЗ; 8 — Т-50-130 ТМЗ.

ет для каждого типа турбоагрегата установить ряд общих закономерностей и наряду с этим выявить следующие особенности.

1. Для большинства турбоагрегатов наблюдается неравномерное распределение уровня вибрации опор: минимальные значения — для опор ЦВД турбин и максимальные — для опор генераторов. Причиной этого следует считать, с одной стороны, соответствующее соот-

ношение податливостей опор турбоагрегатов, а с другой—то, что роторы генераторов по-прежнему остаются наиболее неуравновешенными частями валопроводов турбоагрегатов.

2. По сравнению с турбоагрегатами старых конструкций (К-50-90, К-100-90 ЛМЗ) турбоагрегаты К-160-130, К-200-130, К-300-240 имеют в 2—2,5 раза более низкий уровень виброперемещений опор РВД — РСД турбин и примерно тот же уровень виброперемещений опор РНД турбин и генераторов. Еще ниже виброперемещения опор теплофикационных турбоагрегатов: так, среднее значение уровня виброперемещений опор турбин ПТ-50-90 составляет 16 мкм, а турбин Т-100-130 — даже 13 мкм. Причиной этого в значительной мере является повышение жесткости опорных конструкций новых турбоагрегатов, а также улучшение качества их изготовления.

3. У большинства турбоагрегатов наблюдаются разные уровни виброперемещений опор по разным направлениям, что также определяется особенностью конструкций опор и подшипников.

4. Анализ вибрации позволил установить повышенный уровень колебаний отдельных опор в определенных направлениях, при этом, если повышенный уровень вибрации опор турбин в горизонтальной плоскости, как правило, вызывается резонансными колебаниями опорных конструкций, то повышенный уровень вибрации опор некоторых генераторов в основном связан с недостаточной уравновешенностью их роторов и недостаточной отстройкой их вторых критических частот от рабочей частоты вращения.

5. Средний уровень размаха виброперемещений опор турбин не превышает 30 мкм. В последние годы благодаря специальным мерам средний уровень виброперемещений опор турбоагрегатов 300, 500 и 800 МВт снизился до 20 мкм.

Анализ виброускорений, выраженных в долях ускорения свободного падения — коэффициентом виброперегрузки $k=a/g$ (где a — пиковое значение виброускорения, g — ускорение свободного падения), несмотря на их низкие средние значения ($k=0,1 \div 1,0$), позволил также установить ряд общих закономерностей и внести существенные коррективы в оценки вибрации, основанные на параметре виброперемещений:

турбоагрегаты К-50-90, К-100-90 при более высоком (по сравнению с другими агрегатами) уровне виброперемещений опор одновременно имеют и более низкие (не считая турбоагрегатов Т-100-130) средние уровни виброперегрузок (от 0,1 до 0,58), наиболее высокий уровень виброперегрузок (от 0,72 до 1,1) имеют опоры турбоагрегатов ПТ-50-130; наиболее низкий (от 0,02 до 0,1) — турбоагрегаты Т-100-130.

Таким образом, два типа турбоагрегатов с низкими уровнями виброперемещений опор имеют совершенно различные условия работы последних с точки зрения испытываемых напряжений; естественно, что более полная оценка вибрационного состояния турбоагрегата может быть дана с учетом обоих параметров вибрации.

Анализ математических ожиданий параметров вибрации также показал, что наиболее вибронпряженными участками системы валопровод — опоры следует считать зону, примыкающую к соединительным муфтам между РНД турбин и роторами генераторов: именно передние опоры генераторов характеризуются наиболее высокими средними уровнями виброперегрузок, достигающими в отдельных случаях до шести. Исключение составляют турбоагрегаты К-200-130, максимумы виброперегрузок у которых (до 2,5) наблюдаются в районе соединительной муфты между РСД и РНД турбин.

При рассмотрении полученных математических ожиданий виброскоростей опор можно сделать следующее заключение:

наименьшие уровни среднеквадратических виброскоростей (так же как и наименьшие уровни рассмотренных выше параметров вибрации) имеют опоры турбоагрегатов Т-100-130 (от 0,5 до 2 мм·с⁻¹), а также передние опоры турбин К-200-130 и К-160-130 (менее 1 мм·с⁻¹);

повышенный уровень среднеквадратических виброскоростей имеют опоры вблизи соединений РСД—РНД турбин К-200-130 (до 6 мм·с⁻¹ в поперечной плоскости), задние опоры РНД турбин К-100-90 (до 7 мм·с⁻¹ в осевой плоскости), а также опоры генераторов ТВ2-100-2, ТВ-60-2, ТВ2-150-2 и ТГВ-300 (особенно задние опоры в осевой плоскости, среднеквадратическая виброскорость которых находится на уровне 6 мм·с⁻¹).

В результате анализа математических ожиданий среднеквадратических виброскоростей опор было обна-

ружено, что последние образуют как бы две зоны:

первая — зона подшипников турбин, ограничивающаяся значениями $1\text{--}4,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$;

вторая — зона подшипников генераторов — $1\text{--}7 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$.

Исключение составляют турбоагрегаты Т-100-130 и соединения РСД—РНД турбин К-200-130, имеющие зоны повышенных вибронапряжений.

Повсеместное улучшение балансировки роторов генераторов ряда турбоагрегатов, безусловно, обеспечит снижение уровня вибрации опор генераторов, по крайней мере, до общего уровня. Отсюда можно заключить, что без каких-либо конструктивных изменений только путем виброналадки агрегатов можно довести уровень среднеквадратических скоростей опор подшипников всего парка отечественных турбоагрегатов до $3,5\text{--}4,0 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$, а современных турбоагрегатов мощностью 300—800 МВт — до значений, не превышающих $2,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$.

2.3. ОПТИМАЛЬНЫЙ КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ ИНТЕНСИВНОСТИ ВИБРАЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ СТАТОРОВ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Проведенные исследования показали, что функции виброперемещений опор подшипников и валопровода турбоагрегата имеют полигармонический характер. В этих условиях единственным серьезным обоснованием использования при контроле вибрации пиковых значений размахов виброперемещений опор подшипников может быть контроль возможности задеваний роторов о статор, особенно при переходе критических частот, однако при этом виброперемещения опор подшипников должны однозначно характеризовать виброперемещения опирающихся на них роторов.

Для качественной оценки соотношений колебаний ротора и опоры можно воспользоваться упрощенной схемой, представленной на рис. 2.4,а.

Если пренебречь демпфированием материала ротора и опоры ($b_p = b_o = 0$), то уравнения движения системы ротор — опора под воздействием сил дисбаланса $Q = U\omega^2 e^{i\omega t}$ могут быть выражены в виде

$$\left. \begin{aligned} M_p \ddot{y}_p + b_m (\dot{y}_p - \dot{y}_o) &= U\omega^2 e^{i\omega t}; \\ M_o \ddot{y}_o + b_m (\dot{y}_o - \dot{y}_p) + (C_o + C) y_o - c y_p &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

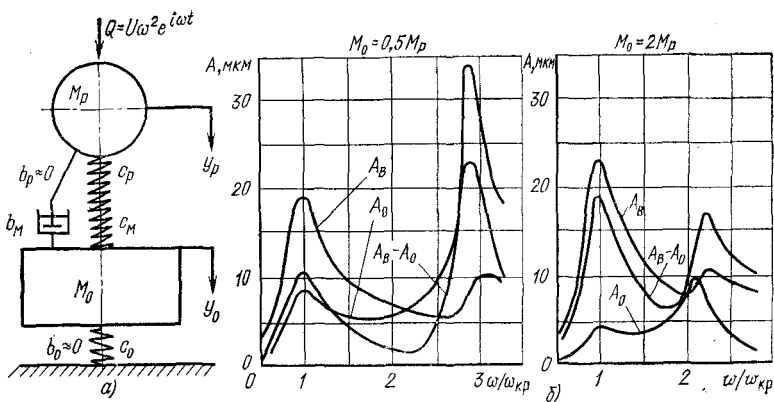


Рис. 2.4. Влияние масс ротора и статора на соотношение их колебаний при различной отстройке частоты возмущающей силы от критической частоты.

a — схема ротора; $б$ — частотные характеристики: A_B ; A_0 — соответственно амплитуды виброперемещений ротора и опоры; $\omega/\omega_{кр}$ — частотная отстройка от критической частоты.

Здесь M_p и M_0 — массы ротора и опоры; y_p и y_0 — перемещения ротора и опоры; b_m — коэффициент демпфирования масляной пленки; c_0 — коэффициент жесткости опоры; C — приведенная жесткость ротора:

$$C = \frac{c_p c_m}{c_p + c_m},$$

где c_p — коэффициент жесткости ротора; c_m — коэффициент жесткости масляной пленки.

Из решения системы уравнений (2.10) получаются искомые соотношения между колебаниями ротора и опор A_B/A_0 :

$$\frac{A_B}{A_0} = \sqrt{\frac{\left[\frac{C_0}{C} + 1 - \left(\frac{M_0}{M_p} \right) \left(\frac{\omega}{\omega_{кр}} \right)^2 \right]^2 + \left(\frac{b_m \omega}{c} \right)^2}{1 + \left(\frac{b_m \omega}{c} \right)^2}}, \quad (2.11)$$

где $\omega_{кр}$ — критическая частота вращения ротора на жестких опорах.

Из этого выражения видно, что отношение размахов колебаний вала и опоры зависит от следующих параметров:

отношения масс опоры и ротора M_0/M_p ;

отстройки частоты возмущающей силы (частоты вращения ротора) от критической частоты $\omega/\omega_{кр}$;

отношения жесткости опоры к приведенной жесткости ротора и масляной пленки C_o/C (или от отношения обратных величин — динамических податливостей).

Рассмотрим эти зависимости последовательно.

На рис. 2.4,б представлены результаты исследования влияния отношения масс опоры и ротора для случая, когда частота собственных колебаний опоры в 1,75 раза больше первой критической частоты вращения ротора (расчеты проведены УралВТИ).

Как видно, в первом случае, при $M_o/M_p=0,5$, колебания опоры A_o в какой-то степени отражают колебания ротора A_v и динамические нагрузки на опоры, пропорциональные A_v-A_o , а во втором случае, при $M_o/M_p=2$, колебания опоры уже в значительно меньшей степени соответствуют колебаниям ротора и динамическим нагрузкам. Таким образом, при заданных значениях критических частот вращения отношение размахов колебаний ротора к колебаниям опоры растет по мере возрастания массы опоры; увеличение жесткости опоры при постоянных соотношениях масс опор и роторов вызывает также изменение отношения A_v/A_o , зависящего от соотношения частот собственных колебаний элементов системы.

Все вышесказанное хорошо иллюстрируется экспериментальными данными измерения соотношений колебаний валопроводов и опор при снятии частотных характеристик турбоагрегатов (особенно при проходе критических частот вращения), а также характеристиками динамической податливости опор.

Динамическая податливость опор¹ — это отношение перемещения выбранных точек опоры к гармонической силе, вызвавшей это перемещение. При линейных соотношениях комплексное значение коэффициента динамической податливости (вектора)

$$a_{kj} = \frac{|A_{kj}|}{|Q_{kj}|} e^{-i\varphi_{kj}}, \quad (2.12)$$

где $|A_{kj}|$ — модуль комплексного перемещения или амплитуда гармонических колебаний точек k ; $|Q_{kj}|$ — мо-

¹ Под опорой подразумевается система, включающая вкладыш, корпус подшипника, элементы статора и фундамента, на которые он опирается.

Таблица 2.1. Динамическая податливость $a \cdot 0,102 \cdot 10^{-3}$ (Н) системы

Турбоагрегат	Элемент	РВД—РСД							
		Номер							
		1 (1)		(2)		2 (3)		3 (3,4)	
		В	П	В	П	В	П	В	П
К-200-130+ТВВ-200-2	О	1,5	4,0	—	—	1,9	3,8	6,2	6,5
	Ф	1,5	0,6	—	—	2,0	0,7	2,6	0,3
К-300-240+ТВВ-320-2	О	1,0	3,9	—	—	2,3	4,5	2,2	4,3
	Ф	0,8	0,9	—	—	1,3	2,7	—	—
К-300-240+ТГВ-300	О	2,9	3,6	—	—	2,4	4,3	4,9	9,3
	Ф	1,7	1,5	—	—	1,4	3,2	0,4	—
К-300-240+ТГВ-300*	О	4,8	4,9	—	—	5,9	2,9	4,1	6,8
	Ф	1,8	0,9	—	—	1,3	0,9	0,5	1,3
К-500-240-1+ТГВ-500-1	О	—	—	—	—	2,0	3,3	3,2	5,0
	Ф	—	—	—	—	0,3	1,9	0,7	0,2
К-500-240-2+ТГВ-500-2	О	1,5	1,7	1,2	1,5	1,5	2,5	1,3	0,8
	Ф	1,8	1,2	1,5	1,0	1,5	2,2	0,3	0,6

¹ В скобках указаны номера опор для турбоагрегатов 500 МВт (К-500-240-1—9 опор,

* После ужесточения опор.

Примечание. О—опора; Ф—фундамент; В—вертикальные направления колеба

дуль комплексной возмущающей силы, приложенной в точке j ; φ_{kj} — аргумент коэффициента динамической податливости.

В табл. 2.1 представлены модули динамических податливостей опор типовых турбоагрегатов при рабочей частоте вращения, полученные при экспериментальных исследованиях ЦКТИ, ЛМЗ и ВТИ. Как видно из табл. 2.1, абсолютные податливости опор даже для турбоагрегатов одного типа отличаются в 3—6 раз; во столько же раз будут отличаться виброперемещения опор под воздействием одинаковой возмущающей силы.

В реальных условиях допуск на дисбалансы роторов задается пропорционально их массам (см. гл. 5). Возмущающая сила, действующая на опору, также будет пропорциональна массе ротора, и поэтому более правильной мерой оценки динамического состояния опор будет их относительная податливость [48]:

$$\delta_{kj} = a_{kj} M \omega^2. \quad (2.12a)$$

Как видно из табл. 2.2, относительные податливости опор для турбоагрегатов 200 МВт различаются в 25 раз, а для турбоагрегатов 300 МВт — даже в 35 раз.

опоры—фундамент турбоагрегатов при частоте вращения 3000 мин⁻¹

РНД-1				РНД-2				Генератор			
опоры ¹											
4 (4,5)		5 (5,6)		(6,7)		(7,8)		6 (8,9)		7 (9,10)	
В	П	В	П	В	П	В	П	В	П	В	П
6,5 0,9	7,7 0,3	7,1 0,4	6,0 0,5	— —	— —	— —	— —	4,6 2,2	9,0 1,2	5,5 —	5,0 —
4,5 1,5	5,9 1,7	2,2 0,7	8,8 2,8	— —	— —	— —	— —	6,2/3,6 1,0	12/5,5 0,7	2,4 0,7	2,4 0,4
7,5 1,0	7,1 1,0	4,6 —	7,6 0,2	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —
3,4 0,9	4,1 1,1	5,2 0,3	6,0 0,6	— —	— —	— —	— —	4,1 1,1	2,6 1,3	4,0 1,3	5,6 0,9
4,9 0,4	3,0 2,2	5,5 0,2	5,4 0,6	6,7 —	6,4 —	6,0 —	5,7 —	1,2 —	0,6 —	3,0 —	1,5 —
2,7 0,3	1,0 0,2	3,2 1,2	1,6 1,3	3,3 1,3	2,3 2,3	— —	— —	— —	— —	— —	— —

К 500-240-2—10 опор).

ний; П—поперечные.

Поскольку при пуске и эксплуатации турбоагрегатов происходит изменение упругой линии валопроводов, а динамические податливости опор являются частотно-зависимыми функциями, коэффициент отношения вибрации вала и опор может значительно изменяться и по этой причине, например, до и после балансировки валопровода. Точно так же он будет изменяться и при нормальных условиях эксплуатации, поскольку на него будут влиять изменения демпфирующих свойств масляной пленки при перераспределении реакций опор, электрическая нагрузка и ряд других факторов.

Существенный разброс чувствительности некоторых опор к дисбалансу, полученный в результате обработки серии балансировок турбоагрегатов (см. табл. 5.1), показывает, что даже для одних и тех же опор однотипных турбоагрегатов виброперемещения не являются прямой функцией уравновешенности валопровода.

Таким образом, виброперемещения опор лишь при определенных условиях могут качественно характеризовать колебания непосредственно опирающихся на них участков роторов, однако они не позволяют дать адекватное заключение об опасности задеваний валопрово-

**Таблица 2.2. Относительная податливость
опор турбоагрегатов**

Турбоагрегат	Номер опоры					
	1		2		3	
	В	П	В	П	В	П
К-200-130+ТГВ-200	0,05	0,06	0,15	0,31	0,54	0,78
К-300-240+ТВВ-320	0,05	0,16	0,46	0,83	0,46	0,75
К-300-240+ТГВ-300	0,13	0,17	0,49	0,92	0,75	1,44

Продолжение табл. 2.2

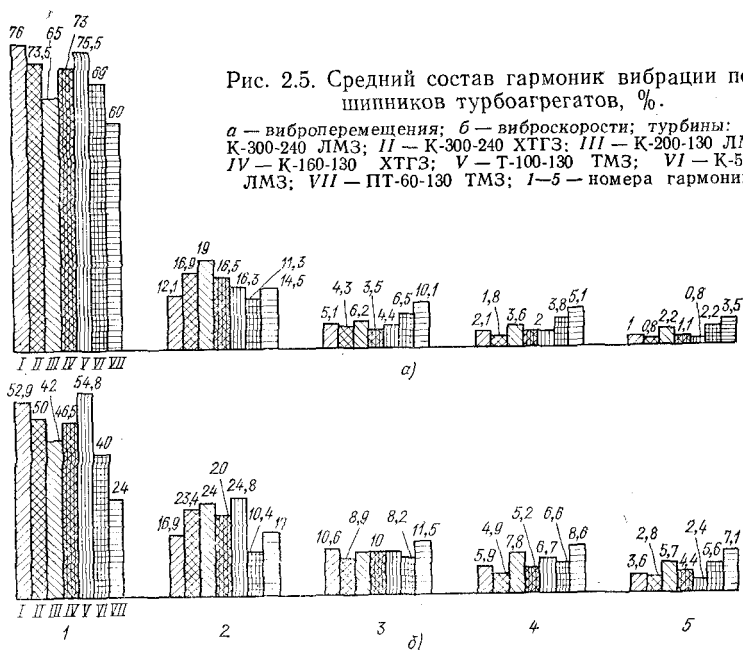
Турбоагрегат	Номер опоры							
	4		5		6		7	
	В	П	В	П	В	П	В	П
К-200-130+ТГВ-200	1,19	1,41	1,30	1,10	1,0	2,03		
К-300-240+ТВВ-320	0,67	0,89	0,46	1,18	1,86	3,00	0,46	0,54
К-300-240+ТГВ-300	1,16	0,99	0,74	1,18	1,13	1,52	1,10	1,52

Примечание. В — вертикальное направление колебаний; П — поперечные направления колебаний.

дов об элементы статоров. Еще труднее установить единый норматив на виброперемещения опор для оценки дисбаланса валопроводов турбоагрегатов разного типа.

Параметр виброускорения является непосредственной мерой силового воздействия на оборудование. Естественно, что он имеет особое значение для турбоагрегатов, работающих при высоких напряжениях, например в авиации, космической технике, т. е. там, где спектр гармоник простирается далеко в зону высоких частот. В этих условиях нормирование вибраций определяется в основном запасами прочности оборудования. Предельные значения виброускорений, при которых происходят разрушения агрегата, устанавливаются экспериментально. В авиации нормы виброперегрузки задаются в пределах от 2 до 12,5 в зависимости от рабочей частоты вращения двигателя. Таким образом, нормы по виброперегрузкам получаются слишком жесткими для высоких частот вращения и весьма мягкими — для низких, что является полной противоположностью условиям нормирования вибрации с применением параметра виброперемещений.

Из рассмотрения спектра гармоник виброперемещений опор подшипников турбоагрегатов (рис. 2.5, а) следует, что главной составляющей является первая гармоника, доля которой колеблется от 60 до 75% всего гармонического состава, доля второй гармоники — от 11 до 19%, доли шестой, седьмой и гармоник более вы-



сокого порядка, как правило, ниже 1,5% (поэтому на рисунке не представлены). Хотя воздействие высокочастотных составляющих на уровень виброускорений будет в общем более значительно, чем низкочастотных с заметными амплитудами виброперемещений, значения виброперегрузок опор турбоагрегатов, как правило, не могут быть высокими, что и подтверждается результатами измерений: математическое ожидание виброперегрузок по всем опорам исследованных турбоагрегатов находится в пределах 0,1—1,1; отдельные, более высокие значения виброперегрузок являются исключительными случаями, характеризующими серьезное нарушение целостности конструкции опор или конструктивные дефекты оборудования.

Подавляющее число случаев устранения повышенной вибрации турбоагрегатов связано с балансировкой роторов, т. е. с воздействием на первую гармонику колебаний, размах виброперемещений которой редко превосходит 100 мкм. Снижение в результате балансировки размахов виброперемещений опор от 100 до 20 мкм вызывает изменение виброперегрузок всего от 0,5 до 0,1.

Таким образом, параметр виброускорений вследствие общего низкого уровня его значений для паровых турбоагрегатов и малой чувствительности при оценке главной причины вибрации — дисбаланса роторов — не может являться основным и единственным критерием оценки вибрации турбоагрегатов.

Перейдем к анализу промежуточного параметра вибрации — виброскорости.

Одно из главных достоинств виброскорости — учет частоты вибрации, вследствие чего введение нормирования по виброскорости дает возможность оценить вибрацию не только количественно, но и качественно.

Виброскорость, объединяющая два основных параметра вибрации — виброперемещение и частоту вибрации, может служить наиболее приемлемым критерием ее интенсивности, с помощью которого можно определять энергию колебательного процесса, которая, например, для k -й точки i -го сечения вибрирующей поверхности выражается в виде:

$$N_{ik} = \frac{1}{T} \int_0^T F_k(t) v_k(t) dt, \quad (2.13)$$

где $F_k(t)$ — силы; $v_k(t)$ — виброскорости; T — период.

Невозможность игнорирования параметра частоты вибрации при оценке ее интенсивности в старых нормативах выразилась в том, что предельно допустимые размахи виброперемещений задавались в функции именно частоты вибрации, точнее — частоты вращения роторов. Тем самым предполагалось, что вибрация должна иметь синусоидальный характер, т. е. заведомо игнорировались высокочастотные компоненты спектра. Такой подход в какой-то мере лишал смысла задание нормативов виброперемещений в функции частоты вибрации, поскольку допускал для турбоагрегатов с разной частотой вращения роторов разные допуски на вибрацию одинаковой частоты.

При анализе действовавших норм вибрации с использованием параметра виброперемещения нетрудно установить, что все они в основном составлены по закону $A\omega = \text{const}$, т. е. по закону постоянства виброскорости. Исключение составляют более старые и не нашедшие широкого применения нормы фирм «Вестингауз» и «Метро — Виккерс», которые подчинялись закону постоянства виброускорения $A\omega^2 = \text{const}$. Таким образом, многолетняя практика разработки нормативов на основании опыта эксплуатации турбоагрегатов по существу базировалась на критерии виброскорости и реализация этих норм с использованием размаха виброперемещений не соответствовала самой идее, заложенной в эти нормативы.

Использование параметра виброскорости обеспечивает возможность установления единой количественной оценки вибрации турбоагрегатов с любой рабочей частотой вращения их роторов. Точно так же вне зависимости от частоты вращения роторов при пуске и останове турбоагрегата устанавливается единый предельно допустимый уровень вибрации, что особенно важно при автоматизации контроля за работой оборудования. Эта единая нормативная величина очень удобна и при проведении балансировочных работ, поскольку качество балансировки определяется уровнем вибрации во всем возможном диапазоне частоты вращения роторов турбоагрегата [92]. Данным требованиям вполне удовлетворяют современные балансировочные машины, измерительные устройства которых фиксируют изменение виброскорости.

Непосредственным следствием сказанного является возможность связи параметра виброскорости с допуском на остаточный дисбаланс роторов.

До последнего времени в СССР допуски на остаточный дисбаланс роторов устанавливались в процентах массы ротора. Однако подобная практика не позволяла установить единые допуски на роторы одной категории турбоагрегата, поскольку она приводила к повышенным требованиям на уравновешенность высокооборотных легких роторов и к допуску больших остаточных дисбалансов менее быстроходных тяжелых роторов.

В работе [148] показано, что два геометрически подобных ротора с соизмеримыми массами будут иметь одинаковые напряжения во всех частях, в частности в

опорах, если окружные скорости и скорости их центров тяжести будут одинаковы, т. е. будет выполняться условие

$$\varepsilon_s \omega = \text{const},$$

где ε_s — эксцентриситет центра тяжести массы ротора; ω — угловая скорость.

На основании этого положения в настоящее время принят стандарт ИСО—1940 «Нормы остаточного дисбаланса жестких роторов» [159], в котором в качестве меры остаточного дисбаланса однотипных роторов принята постоянная величина скорости центра тяжести ротора, или эксцентриситет центра тяжести, $e\omega = \text{const}$, в частности для класса роторов турбин $e\omega = 2,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$. В разработанном проекте международного стандарта на балансировку гибких роторов также используются указанные выше допуски, которые предлагается суммировать с эквивалентами остаточных дисбалансов по высшим формам колебаний, заданными в процентах остаточного дисбаланса эквивалентного жесткого ротора в соответствии с [159]. Оценки качества балансировки предлагается осуществлять по значениям колебаний опорных подшипников (или участков вала вблизи опор, а также в местах пучности колебаний), при этом удовлетворительная для эксплуатации балансировка гибких роторов крупных турбоагрегатов характеризуется среднеквадратической виброскоростью опор в диапазоне $1,8—2,8 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ (в зависимости от жесткости основания).

Таким образом, параметр виброскорости устанавливает естественное соответствие с критерием балансировки роторов и нормированием вибрации: оба параметра пропорциональны частоте основной гармоники или частоте вращения турбоагрегата.

Из анализа математических ожиданий виброперемещений опор турбоагрегатов разного типа (см. рис. 2.3) видно постепенное возрастание их уровня от передних опор турбин к опорам генераторов, что объясняется возрастанием указанной выше относительной податливости опор, связанной с массами роторов и пропорциональными им величинами остаточных дисбалансов. Кроме того, значения нагрузок на опоры от сил дисбаланса не зависят от податливости опор, а только от значений самих возмущающих сил, т. е. в большей степени будут определяться значениями виброускорений. При примерно одинаковом качестве балансировки роторов

турбоагрегатов пониженный уровень виброперемещений передних опор сочетается с более высоким уровнем их виброперегрузок. Виброскорость опор, в достаточной мере отражающая как фактор виброперемещений, так и виброперегрузок, оказалась более устойчивым параметром вибрации в части влияния конструктивных и других факторов. Это нашло отражение в значительно меньшем (по сравнению с виброперемещениями и виброускорениями) разбросе математического ожидания виброскоростей, который, например, для вертикальных компонентов вибрации опор всех турбоагрегатов колеблется в диапазоне $1\text{--}4,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ (см. рис. 2.3).

Большая стабильность параметра виброскорости определяется его отношением к другим параметрам:

$$v = \sqrt{Aa}, \quad (2.14)$$

где A , v , a — амплитуды виброперемещения, виброскорости и виброускорения соответственно.

Таким образом, если для параметра виброперемещений определяющими будут колебания первой (основной) гармоники с максимальными значениями размахов, а для параметра виброускорения большее влияние будут оказывать высокочастотные составляющие с малыми амплитудами, то параметр виброскорости должен как бы «примирять» эти противоречия и в достаточной мере отражать влияние как низкочастотных, так и высокочастотных составляющих спектра и тем самым являться наиболее удобным критерием оценки интенсивности вибрации.

Во многих работах, например в [16, 89, 147], при рассмотрении физической сущности параметра виброскорости показано, что он может служить критерием вибрационной напряженности упругих систем, хотя в таких системах упругие и инерционные силы определяются соответственно амплитудами перемещения и ускорения.

Из равенства потенциальной и кинетической энергии резонансных (главных) колебаний упругих элементов, находящихся в одноосном напряженном состоянии, непосредственно следует:

$$\sigma_{\max} = kv_{\max}, \quad (2.15)$$

где $\sigma_{\max}$, $v_{\max}$ — максимальные напряжения и виброскорости;

k — коэффициент:

$$k = \sqrt{C\rho}; \quad (2.16)$$

E и ρ — модуль упругости и плотность материала соответственно; C — коэффициент, учитывающий распределение амплитуд напряжений и скоростей по объему колебательной системы; например для свободно опертой балки круглого сечения $C=4$, для балки прямоугольного сечения $C=3$ и т. д.

В работе [16] показано, что коэффициент k при изменении видов колебаний, краевых условий и форм сечений изменяется незначительно, поэтому можно установить нормативное значение виброскорости ротора в пучности (посредине) или в плоскости опор, исходя из условий прочности.

Одним из важнейших преимуществ использования параметра виброскорости является повышение надежности и точности измерений.

Общеизвестно, что в настоящее время на электростанциях наиболее широкое распространение получила аппаратура с индукционными вибродатчиками (стационарная виброаппаратура 1-ВА, 3-ВА, 6-ВА, переносные приборы БИП-5, ВИП-2 и др.), вырабатывающие ЭДС, пропорциональную виброскорости:

$$E = Blv \sin \alpha \cdot 10^{-8}, \quad (2.17)$$

где B — магнитная индукция; l — активная длина проводника; v — виброскорость — скорость перемещения корпуса датчика относительно сейсмического подвеса; α — угол между векторами скорости и магнитной индукции.

Для преобразования ЭДС вибродатчика в сигнал, пропорциональный виброперемещению, используется интегрирующий R — C -контур, для которого справедливо уравнение

$$IR + \frac{1}{C} \int_0^t Idt = V(t). \quad (2.18)$$

Сопротивление R выбирается настолько большим по сравнению с $1/C$, что вторым членом уравнения (2.18) можно пренебречь, вследствие чего оно приобретает

вид:

$$I \approx \frac{1}{R} U(t), \quad (2.18a)$$

и выходное напряжение с $R-C$ -контура

$$V_{\text{вых}} \approx \frac{1}{C} \int_0^t I dt = \frac{1}{RC} \int_0^t V_{\text{вх}}(t) dt. \quad (2.19)$$

Относительная погрешность интегрирования $\Delta(\%)$ будет тем меньше, чем меньше сигнал на выходе с интегрирующей цепи и чем больше произведение ωRC :

$$\Delta = \frac{1}{\omega RC} 100. \quad (2.20)$$

Поскольку требовалось измерение колебаний низких частот, необходимая точность интегрирования достигалась с помощью высоких значений RC , что ослабляло и без того небольшое значение ЭДС вибродатчика в 100 раз и более. Применение для измерений виброперемещений получивших в настоящее время распространение пьезодатчиков, вырабатывающих ЭДС, пропорционально виброускорению, требует двукратного интегрирования сигнала, т. е. еще большего ослабления последнего. В результате на выходе интегрирующих цепей могут присоединяться приборы, не потребляющие тока, — усилители с большим коэффициентом усиления. Кроме того, вследствие ослабления полезного сигнала $R-C$ -контуром до уровня шумов защита от электромагнитных наводок при измерениях виброперемещений представляет сложную проблему. Обеспечить высокую точность измерения небольших значений виброперемещений (20—30 мкм), особенно при низких частотах, практически невозможно.

Надежность измерения виброперемещений существенно снижается также вследствие большого разброса (диапазона) их значений, наблюдаемого при работе турбоагрегатов. В этих условиях при низком нормативном уровне вибрации использование наиболее целесообразного в эксплуатации одношкального прибора резко снижает точность отсчета показаний: как известно, погрешности отсчета и градуировки входят в аддитивную часть погрешности (см. гл. 1). Другим отрицательным влиянием большого диапазона амплитуд вибропереме-

щений является перегрузка входных ступеней усилителя, что будет приводить к искажению амплитудных значений высокочастотных составляющих. Кроме того, введение многопозиционного аттенюатора и многошкального прибора резко снижает надежность схемы автоматического контроля вибрации.

С переходом на виброскорость схема измерения резко упрощается: устраняются R - C -контуры, уменьшается количество каскадов усиления, ликвидируется перегрузка усилителей, а одношкальный прибор применяется в оптимальном режиме, когда нормативное значение размещается в средней части шкалы (диапазон среднеквадратических виброскоростей $0-10 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$).

Сравним эффективность применения двух одношкальных приборов — прибора размаха виброперемещений на диапазон $0-100 \text{ мкм}$ (наиболее употребимый) и прибора измерения среднеквадратических значений виброскоростей на диапазон $0-10 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ при измерении основной гармоники колебаний.

Представим, что под влиянием изменения дисбаланса ротора турбоагрегата размах виброперемещений изменился на 5 мкм . Начальный уровень вибрации, зафиксированный по прибору виброскорости, соответствовал $4,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$, причем размахи виброперемещений гармоник были следующие: $2A_1=36 \text{ мкм}$; $2A_2=8 \text{ мкм}$; $2A_3=2 \text{ мкм}$; $2A_4=1,2 \text{ мкм}$; $2A_5=0,6 \text{ мкм}$, что соответствует среднему составу гармоник турбоагрегата К-300-240+ТГВ-300 (рис. 2.5).

Вычисление нового среднеквадратического значения виброскорости по формуле

$$v_{\text{ск}} = \sqrt{\frac{1}{2}} V A_1^2 \omega_1^2 + A_2^2 \omega_2^2 + \dots + A_5^2 \omega_5^2 \quad (2.21)$$

дает значение $v_{\text{ск}}=5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$.

Таким образом, изменение составляющей виброперемещений на 5 мкм вызывает в данном случае изменение среднеквадратического значения виброскорости на $0,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$, что составляет 5% шкалы прибора и будет измеряться в ее средней части с максимально возможной точностью.

Рассмотрим, с какой точностью можно измерить изменение показаний на 5 мкм по прибору виброперемещений.

Если учесть лишь аддитивную часть погрешности, состоящую из погрешности градуировки ($\delta_{\text{гр}}=\pm 2\%$), погрешности из-за влияния электромагнитных полей ($\delta_{\text{м.п}}=\pm 2\%$) и погрешности из-за влияния боковых составляющих ($\delta_6=\pm 4\%$), то ее суммарное значение будет равно $\pm 5\%$, т. е. при шкале прибора $0-100 \text{ мкм}$ будет составлять $\pm 5 \text{ мкм}$, а если при этом контролировать отклонения размаха виброперемещений от уровня 30 мкм , то погрешность при этом возрастает до $\pm 16,3\%$. На самом же деле погрешность при измерении виброперемещений будет еще больше (см. выше), и практически надежно измерить отклонения размахов виброперемещений $\pm 5 \text{ мкм}$ по эксплуатационному прибору со шкалой $0-100 \text{ мкм}$ в этих условиях будет невозможно. В результате приходим к выводу, что эксплуатационный контроль изменения первой

гармоники колебаний по параметру виброскорости для конкретных условий будет более надежным, чем по параметру виброперемещений.

Рассмотрим на нескольких примерах значение контроля высокочастотных составляющих спектра колебаний с точки зрения надежности эксплуатации оборудования.

1. При исследовании вибрации турбоагрегата К-100-90+ТВ2-100-2 была обнаружена повышенная вибрация передней опоры, причем вертикальный компонент размаха виброперемещений составлял 38, а горизонтально-поперечный 123 мкм. С точки зрения оценки колебаний по параметру виброперемещений можно было сделать вывод об опасности поперечного направления колебаний, превышающих вертикальные в 3,2 раза.

Однако в результате анализа гармонического состава вибрации в спектре вертикального компонента был выявлен значительный уровень высокочастотных составляющих (включая 10-ю гармонику), намного превосходящих уровень высокочастотных составляющих колебаний в поперечной плоскости. В результате виброперегрузка опоры в вертикальном направлении достигала 3,9, в то время как в поперечном она была в 2 раза меньше. Детальное обследование показало, что под воздействием значительных сил дисбаланса произошло нарушение крепежа верхних плит к фундаменту и передняя опора ударяла по ригелю. В этих условиях, несмотря на большие виброперемещения опоры в поперечной плоскости, особую опасность представляли именно вертикальные ударные воздействия опоры на основание.

2. При исследовании вибрации турбоагрегата ПТ-60-90+ТВФ-60-2 были получены примерно одинаковые повышенные уровни поперечных виброперемещений опоры турбины (№ 3) и вертикальных опор генератора (№ 6,7), равные соответственно 50, 42 и 43 мкм. Однако гармонический анализ показал, что вибрация опор генератора практически состоит из первой гармоники, в то время как вибрация опоры № 3 включала значительную долю высокочастотных составляющих, характеризующих повышенные напряжения в опорах и роторах турбины из-за некачественной центровки. В результате среднеквадратическая виброскорость опоры № 3 достигала $14 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$, что в 3 раза превышало среднеквадратическую виброскорость опор генератора.

3. В период капитального ремонта одного из турбоагрегатов К-200-130 балансировка не проводилась, вследствие чего контроль за виброперемещениями его опор до и после ремонта показал их незначительное изменение. При ремонте была проведена ревизия подшипников, улучшена подгонка муфт, проведены шлифовка шеек роторов и другие обычные операции. В результате этого значительно снизился уровень высокочастотных составляющих колебаний, а более высокие гармоники (4-я—6-я) были устранены полностью (рис. 2.6), что привело соответственно к снижению в полтора—два раза уровня виброскоростей опор. Таким образом, приходим к важному заключению, что параметр виброскорости может стать критерием качества ремонта машин.

4. Выше при анализе вибрации турбоагрегатов ПТ-50-90+ТВ-50-2 и Т-100-90+ТВФ-100 был отмечен одинаково низкий уровень виброперемещений их опор при существенно различных вибрационных напряжениях. Соответственно уровень виброскоростей опор турбоагрегатов ПТ-50-90+ТВ-50-2 оказался значительно выше уровня виброскоростей опор турбоагрегатов Т-100-90+ТВФ-100.

Резюмируя, можно отметить, что учет высокочастотных составляющих вибрационного спектра дает более всестороннюю оценку вибрации турбоагрегата, в частности, с точки зрения вибрационных напряжений и оценки качества конструкции, монтажа и условий эксплуатации машин.

Переходя к вопросу контроля низкочастотной вибрации из-за потери виброустойчивости роторов, следует сразу подчеркнуть, что в принципе нормированию может подлежать лишь стационарная вибрация [160]. Поэтому возможность контроля низкочастотной вибрации следует рассматривать только с точки зрения оценки чувствительности параметра виброскорости в ситуации, при которой низкочастотная вибрация становится опасной для дальнейшей эксплуатации агрегата.

Чувствительность параметров к низкочастотной вибрации нельзя оценивать, основываясь на элементарных рассуждениях об обратной пропорциональности виброскорости частоте колебаний и отсутствию такой зависимости для параметра виброперемещения, что правомерно только для чисто синусоидальной вибрации, которая, как было сказано, у подшипников турбоагрегатов прак-

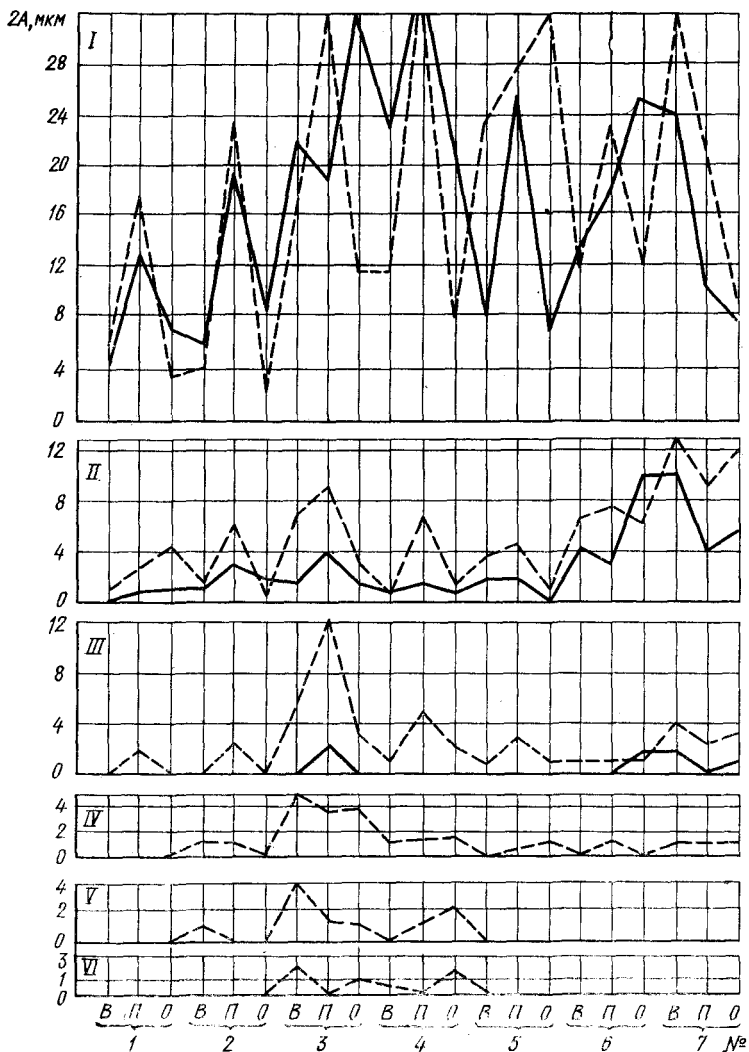


Рис. 2.6. Снижение высокочастотных составляющих вибрации опор турбоагрегата К-200-130+ТГВ-200 после ремонта.

№ — номера опор подшипников; В, П, О — соответственно вертикальный, поперечный и осевой компоненты вибрации; $2A$ — размах виброперемещений; I—VI — номера гармоник; — — — — до ремонта; — — — — после ремонта.

тически не встречается. Однако и в этом случае снижение вдвое выходного сигнала при непосредственном измерении низкочастотной вибрации с использованием параметра виброскорости компенсируется повышением точности и надежности измерения: например, изменение размаха виброперемещений с частотой 25 Гц на 2 мкм соответствует одному делению шкалы ($0-10 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$) прибора виброскорости ($v_{\text{ск}}=0,1 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$) и двум делениям в начале шкалы прибора виброперемещений ($0-100 \text{ мкм}$), к тому же измеряющего вибрацию с удвоенной погрешностью по сравнению с прибором виброскорости.

В обычных условиях при полигармоническом составе вибрации чувствительность контроля низкочастотной вибрации по виброперемещениям резко снижается. Например, при наложении на оборотную составляющую с частотой 50 Гц и размахом 30 мкм составляющей с частотой 25 Гц и размахом 15 мкм результирующий размах виброперемещений составит не 45 мкм, а всего 37,5—40 мкм (в зависимости от фазовых соотношений составляющих), т. е. увеличится только на 25—33%. При меньшем значении низкочастотной составляющей изменение суммарного значения вибрации будет на уровне погрешности аппаратуры. Кроме того, чувствительность параметра виброперемещения будет дополнительно снижаться при более сложном составе вибрации.

Как показали исследования, по мере роста низкочастотной вибрации вследствие возрастающей неравномерности перемещений цапф валопровода и других причин в спектре вибрации появляются высокочастотные гармоники, повышающие чувствительность параметра виброскорости к происходящему процессу. В качестве примера можно привести результаты гармонического анализа вибрации турбоагрегата К-200-130 до и после устранения низкочастотной вибрации (рис. 2.7). Не менее наглядны результаты исследований автоколебаний системы РВД — РНД турбины К-100-90, возникших из-за ошибочного увеличения зазоров в подшипниках: удары цапф об опоры подшипников сопровождались резким увеличением высокочастотных составляющих. Наконец, в предельном случае возникновения режима автоколебаний нарастание уровня низкочастотной вибрации достигнет такой интенсивности, что этот процесс с помо-

щью параметра виброскорости, безусловно, будет зафиксирован с высокой точностью.

Помимо результатов приведенных исследований можно сослаться на ряд других источников, например [129], подтверждающих наличие высокочастотных составляющих в спектре вибрации при возникновении не-

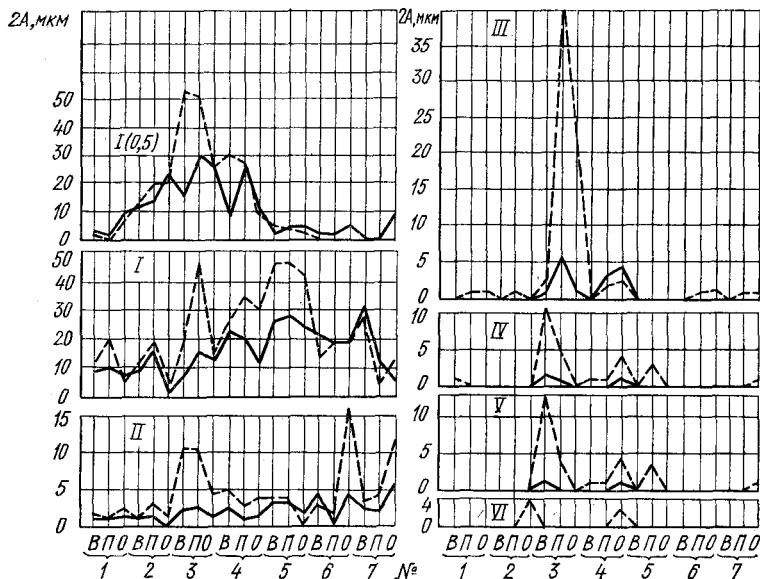


Рис. 2.7. Изменение гармонического состава вибрации опор турбоагрегата К-200-130+ТГВ-200 в процессе устранения низкочастотной вибрации.

I—VI — номера гармоник; I(0,5) — гармоника половинной частоты по отношению к первой; остальные обозначения — см. рис. 2.6.

устойчивости роторов на масляной пленке. Естественно, что во всех подобных случаях параметр виброскорости будет чувствительнее параметра виброперемещения. Этот вывод в полной мере можно распространить и на случай преобладающего воздействия сил аэродинамического возмущения, где вследствие интенсивности нарастания процесса параметр виброскорости, как и параметр виброперемещений, будет достаточно чувствительным.

Таким образом, параметр виброскорости является наиболее оптимальным при контроле любых состояний вибрации турбоагрегатов.

Рассмотрим степень универсальности параметра виброскорости.

В связи с тем что напряжения в железобетонных фундаментах даже при сильной вибрации остаются значительно ниже максимально допустимых, нормы на вибрацию фундаментов обычно связывались с вредностью воздействия вибрации на человека, а также с условиями нормальной эксплуатации оборудования.

Если проанализировать существовавшие до последнего времени нормы вибрации, закладываемые в расчет фундаментов, то нетрудно убедиться, что все они построены по закону постоянства виброскорости: так, например, наименьшие значения допустимых вертикальных виброперемещений фундамента по ТУ-60-49 подчинялись приблизительно закону $A\omega=1 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$; нормы на вибрации фундамента по техническим условиям ТЭП были составлены по закону $A\omega=0,63 \div 0,94 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$, нормы VDJ для фундаментов под крупные агрегаты составлены по закону $A\omega=4 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ [89].

Исследования, проведенные специалистами по профзаболеваниям [67], показали, что эффективность воздействия вибрации на человека зависит от ее частоты: низкочастотная вибрация вызывает вибрационную болезнь с преимущественными изменениями в нервно-мышечной системе и костно-суставном аппарате; высокочастотная вибрация вызывает преимущественно сосудистые расстройства. Критерием оценки воздействия вибрации на организм человека является количество переданной человеку энергии колебаний P , пропорциональной виброскорости [33]:

$$P=Fv=v^2Z, \quad (2.22)$$

где F — передаваемая сила; $Z=F/v$ — механический импеданс; v — виброскорость в зоне контакта человека с оборудованием, основанием и т. п.

Действующие санитарные нормы, ограничивающие вибрацию при работе с механизмами и оборудованием, а также на рабочем месте, требуют, чтобы фундаменты и площадки обслуживания турбоагрегатов имели среднеквадратические виброскорости, не превышающие $2,7 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$.

Таким образом, среднеквадратическая виброскорость может явиться универсальным параметром оценки интенсивности вибрации как элементов статоров, так и ее воздействия на человека.

В связи с изложенным можно сделать вывод, что параметр виброскорости является наиболее целесообразным критерием оценки интенсивности вибрации элементов статоров турбоагрегатов и должен быть положен в основу норм вибрации элементов статоров турбоустановок, в частности опор подшипников. Поэтому вполне обосновано широкое признание и внедрение параметра виброскорости в разработанных в последнее время нормативах — стандартах ИСО [65, 160, 161, 162], рекомендациях МЭК [158], стандартах СЭВ [125, 126], а в последнее время — и в соответствующих государственных стандартах [29], лимитирующих вибрацию крупных роторных машин, в частности крупных турбин и генераторов.

Важное значение для обеспечения правильности измерений является выбор измеряемого значения виброскорости. При измерении синусоидальной вибрации измеряемое значение несущественно, так как между пиковым $v_{\text{пик}}$, средним $v_{\text{ср}}$ и среднеквадратическим $v_{\text{ск}}$ значениями виброскорости имеется прямая зависимость:

$$v_{\text{пик}} = \frac{\pi}{2} v_{\text{ср}} = \sqrt{2} v_{\text{ск}}. \quad (2.23)$$

Для полигармонического состава вибрации все указанные значения приобретают различные соотношения. Естественно, что при выборе одного из них следует учитывать основную задачу измерения — сопоставление вибрации разного гармонического состава при обеспечении надежности измерений.

Можно показать, что этой задаче менее всего удовлетворяют приборы, измеряющие средние значения вибрации (после выпрямления), которые по существу не реагируют на наложение высокочастотных составляющих с малыми амплитудами. Так, если на вибрацию основной частоты наложится составляющая 100 Гц с амплитудой в 2 раза меньшей, то в результате среднеквадратическое значение виброскорости возрастает в $\sqrt{2}$ раз, в то время как среднее значение виброскорости не изменится (рис. 2.8). Прибор средних значений фиксирует изменение виброскорости, если амплитуда со-

ставляющей 100 Гц будет приблизительно равна амплитуде основной гармоник, что встречается довольно редко.

Измерение пиковых значений сложногогармонической вибрации возможно лишь при одновременном гармоническом анализе вибрации и определении фазовых соотношений составляющих гармоник, т. е. при проведении исследовательских работ; в других случаях пиковые значения виброскоростей не имеют физического смысла

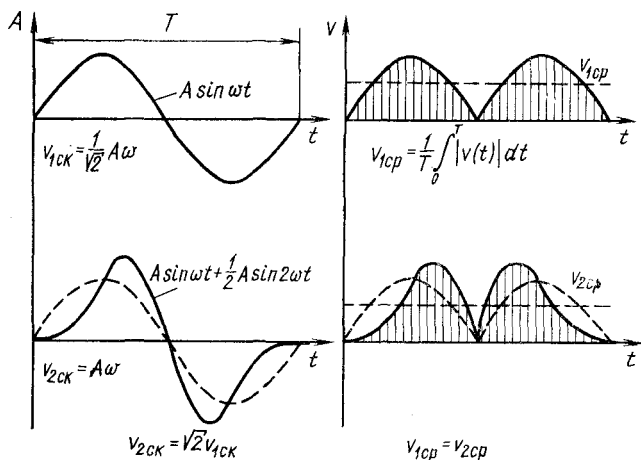


Рис. 2.8. Сопоставление среднеквадратических и средних значений виброскоростей при оценке синусоидальной и гармонической вибраций.

A , T , t — соответственно амплитуда, период и время колебаний; v_{ck} , v_{cp} — соответственно среднеквадратические и средние значения виброскорости.

и не отвечают поставленной задаче. В качестве примера на рис. 2.9,б показано, что при наложении на амплитуду основной гармоник десяти гармоник с амплитудой в 10 раз меньшей, пиковое значение виброскорости удвоится и только среднеквадратическое значение даст правильную величину, поскольку оно образуется в полном соответствии с теорией вероятности:

$$v_{ck} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v^2(t) dt}, \quad (2.24)$$

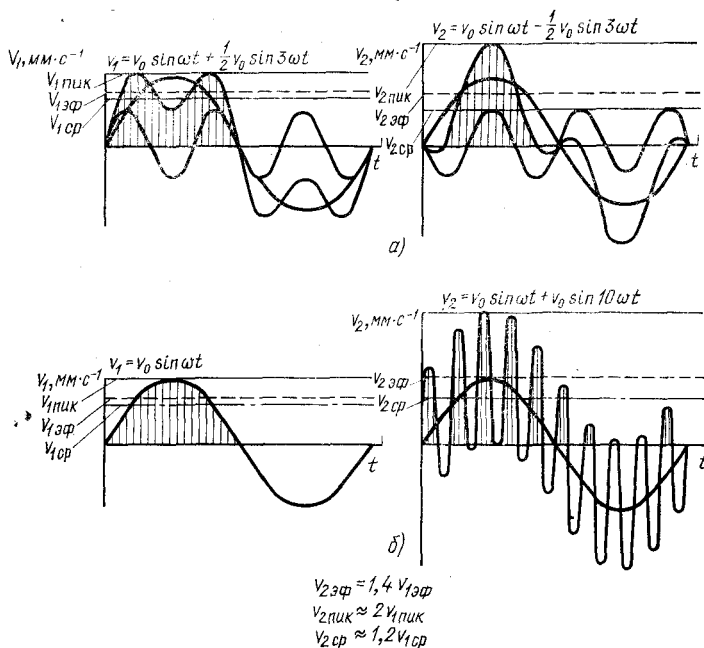


Рис. 2.9. К иллюстрации преимуществ параметра виброскорости:
 а — суммирование первой и третьей гармоник одинаковых амплитуд, но разных фазовых соотношений; б — сравнение значений виброскоростей при синусоидальных колебаниях и наложении на них десятой гармоники; $v_{\text{пик}}$, $v_{\text{ср}}$, $v_{\text{ср}}$ — соответственно пиковые, средние и среднеквадратические значения виброскорости.

где $v(t)$ — мгновенное значение виброскорости, $\text{мм} \cdot \text{с}^{-1}$; T — период вибрации.

При дискретном составе вибрации (как и в случае вибрации турбоагрегатов)

$$v_{\text{ср}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{A_1^2 \omega_1^2 + A_2^2 \omega_2^2 + \dots + A_n^2 \omega_n^2}, \quad (2.25)$$

где $A_1, A_2, \dots, A_n$ — амплитуды виброперемещений гармоник, угловые частоты которых $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$.

По указанной причине измерение среднеквадратических значений даст преимущество и для различных случайных помех — толчков, ударов, которые при измерении пиковых значений целиком входят в результат и существенно ухудшают его, поскольку связанное с этим нормирование затухания прибора может дать оптимум

лишь для конкретных условий работы, но не быть универсальным.

Наиболее четко преимущество параметра среднеквадратических значений виброскорости проявляется при сопоставлении вибрации одинакового гармонического состава, но имеющей различные фазовые соотношения (рис. 2.9,а). Можно показать [147], что всякое изменение фазовых соотношений между гармоническими составляющими неизбежно связано с изменением пиковых и средних значений результирующего сигнала и только измерение среднеквадратического значения обеспечивает получение результата, не зависящего от фазовых соотношений гармоник. Это обстоятельство чрезвычайно важно в связи с ограничением частотного диапазона приборов, употребляемых для измерения вибрации, именно из-за получающихся сдвигов фаз между составляющими гармониками в области низких частот: из-за фазо-частотной погрешности приборов, измеряющих виброперемещения, пришлось поднять допуск на суммарную относительную погрешность приборов для измерения вибрации до $\pm 20\%$ и ограничить нижний предел диапазона частот применяемых приборов 35 Гц (см. гл. 1). Переход на контроль вибрации по среднеквадратическому значению виброскорости делает показания приборов независимыми от их фазо-частотных характеристик, что позволяет существенно уменьшить нижнюю границу диапазона частот, вдвое снизить суммарную относительную погрешность аппаратуры (до $\pm 10\%$), а путем использования более жесткой подвески сейсмической системы вибродатчиков существенно улучшить надежность их работы.

Важным преимуществом среднеквадратических значений является возможность сравнения синусоидальной и сложногогармонической вибраций и обеспечения однозначности их оценки, что определяется выражением (2.24), пригодным для любых колебательных процессов. Показано также [147], что пиковое значение амплитуды скорости синусоидальной вибрации можно сравнить с амплитудой эквивалентного значения виброскорости сложногогармонической вибрации, которое выражается в виде

$$v_{\text{эkv}} = \sqrt{2} v_{\text{ск}}. \quad (2.26)$$

Измерение среднеквадратических значений виброскорости не встречает никаких технических затруднений,

поскольку используются имеющиеся в промышленности индукционные вибродатчики с подключением к ним через согласующие усилители приборов, непосредственно реагирующих на среднеквадратическое значение подводимого тока. Создана также амплитуда с пьезоэлектрическими датчиками для стационарного контроля вибрации опор подшипников по параметру виброскорости (типа ВВК-331).

2.4. КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ НОРМАТИВНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ИНТЕНСИВНОСТИ ВИБРАЦИИ ОПОР ПОДШИПНИКОВ ТУРБОАГРЕГАТОВ

С диагностической точки зрения очевидно, что оптимальным состоянием при эксплуатации турбоагрегатов является отсутствие вибрации опор подшипников, точнее, требование, чтобы их уровень был ниже порога чувствительности контрольных приборов ($v_{ск} < 0,1 \text{ мм} \times \text{с}^{-1}$). Кроме того, при установлении нормативных значений необходимо учитывать реальную возможность их выполнения, а также затраты, связанные с наладкой определенного количества агрегатов.

Установление близости совокупности измеренных одинаковых компонентов виброскоростей одних и тех же опор однотипных турбоагрегатов нормальному распределению позволило в качестве исходных значений рассмотреть их математические ожидания, дисперсии и доверительные интервалы оценок.

При выборе нормативных значений необходимо было учесть требования стандарта ИСО 2372 [160] — обязательного использования шкалы нормо-чисел, составленной от среднего порога чувствительности человека к вибрациям ($v_{ск} = 0,11 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$) с равным коэффициентом увеличения 1,6 (рис. 2.10). Выбранные интервалы соответствуют ощутимым с точки зрения действия и субъективного восприятия изменениям параметра, а также обеспечивают отсутствие перекрыш в оценках вибрации при суммарной относительной погрешности измерения $\pm 10\%$.

Согласно указанной шкале нормо-чисел предпочтительными для назначения нормативных значений являются следующие значения среднеквадратических виброскоростей: 0,11; 0,18; 0,28; 0,45; 0,71; 1,12; 1,8; 2,8; 4,5; 7,1; 11,2; 18,0 $\text{мм} \cdot \text{с}^{-1}$.

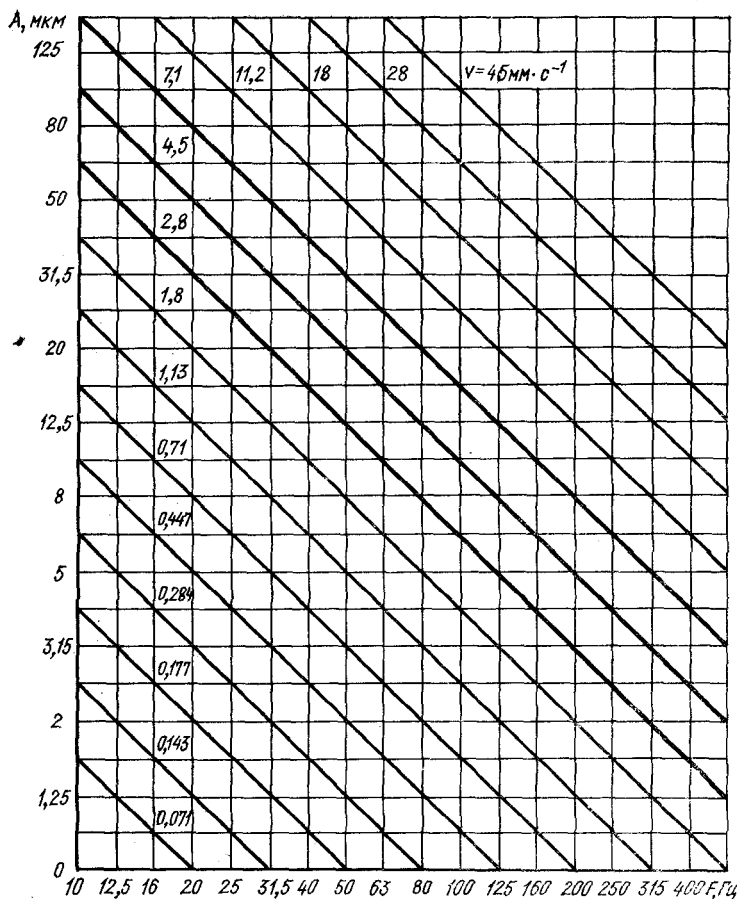


Рис. 2.10. Ступени оценки интенсивности вибрации (нормо-числа) ИСО.

A , F — соответственно амплитуда и частота синусоидальных виброперемещений; $v_{\text{СК}}$ — среднеквадратическое значение виброскорости.

Данная сетка рекомендуемых нормативных значений была сопоставлена с математическими ожиданиями среднеквадратических виброскоростей, в результате чего было установлено, что с учетом поставленной задачи для всего парка турбомашин наиболее целесообразно значение $v_{\text{СК}} = 4,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$, которое является верхней гра-

ницей математических ожиданий виброскоростей опор подшипников исследованных турбоагрегатов. Отмеченные выше случаи превышения указанного значения, как было доказано экспериментально, могут быть устранены в результате виброналадки агрегатов и не могут лимитировать назначение нормативного уровня вибрации. При этом следует учесть, что согласно стандарту ИСО 2372 горизонтальную вибрацию (поперечную и осевую) нужно измерять не на верхних крышках подшипников, а на разъеме агрегата, в результате чего уровень измеряемой горизонтальной вибрации может снизиться на 20—30%.

Рассмотрим реальность избранного нормативного значения $v_{ск}=4,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ с точки зрения среднего спектрального состава вибрации.

При переходе на нормирование по виброскорости доля первой гармоники, в основном характеризующей уравнишенность валопровода турбоагрегата, снижается до 50—60% общего состава (см. рис. 2.5,6). Таким образом, если в качестве исходного нормативного значения принять значение $v_{ск}=4,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$, то при этом нормативное значение по основной гармонике не должно превышать $2,8 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$, что близко к рекомендуемым в стандарте ИСО на балансировку гибких роторов (см. гл. 5).

Для оценки вышеуказанной величины воспользуемся выражением (2.12а) для относительной податливости, которое преобразуем следующим образом:

$$\delta = aM\omega^2 = \frac{A}{P} M\omega^2 = \frac{M\omega}{P} A\omega = \frac{M}{P} \omega \sqrt{2} v_{ск} \quad (2.27)$$

или

$$\frac{P}{M} \delta = 0,0452 v_{ск}, \quad (2.27a)$$

где P/M — относительная величина остаточного дисбаланса (в долях массы ротора M); δ , a — соответственно относительная и абсолютная податливости опор; A — амплитуда виброперемещений опор; ω — угловая частота.

Если принять $v_{ск}=2,8 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$, то $P\delta/M=0,127$. Последнее выражение связывает остаточный дисбаланс ротора с относительной податливостью опоры.

Из данных табл. 2.2 можно сделать вывод, что относительная податливость опор большинства современ-

ных турбоагрегатов равна или меньше единицы. Если принять, что предельный допуск на остаточный дисбаланс находящихся в эксплуатации турбоагрегатов составляет 10% их массы, то относительная податливость должна быть не более 1,27, что соответствует фактическим значениям податливостей опор.

Иллюстрацией требующейся точности балансировки наиболее тяжелых роторов турбогенераторов, имеющих наибольшую относительную податливость опор, служит табл. 2.3, где представлены значения минимально возможных присоединенных остаточных дисбалансов, расположенных в соответствии с наиболее близкой к рабочей частоте второй изгибной форме (кососимметрично) в штатных балансировочных плоскостях при условии, что виброскорость опор будет равна 2,8 мм·с⁻¹.

Таблица 2.3. Допустимый приведенный дисбаланс роторов турбоагрегатов

Ротор	M , кг·10 ³	a , мкм·кг ⁻¹	$Q_{\text{ост}}$, кг	r , м	e , г·мм·кг ⁻¹
ТГВ-300—генератор	56	11,15	0,224×2	0,450	3,6
ТВВ-320-2—генератор	55	10,9	0,229×2	0,456	3,8
ТГВ-200—генератор	47	9,7	0,258×2	0,420	4,52
ГВФ-200-2—генератор	51	7,5	0,333×2	0,367	4,79
ТВВ-165-2—генератор	33,5	11,15	0,224×2	0,420	5,62
ТВ2-150-2—генератор	58,6	3,34	0,175×2	0,400	10,2
ТВ2-100-2—генератор	42	5,56	0,45×2	0,359	7,7
ТВ-50-2—генератор	32	6,00	0,42×2	0,395	10,3
Т-2-25-2—генератор	26,5	7,8	0,32×2	0,380	9,2
ТВС-30-2—генератор	16,5	15,6	0,16×2	0,310	6,0
К-300-240 ХТГЗ—РНД	31,6	14,7	0,17×2	0,650	7,0
К-300-240 ЛМЗ—РНД	25,5	10,0	0,25×2	0,540	10,5
К-200-130 ЛМЗ—РНД	36	5,9	0,424×2	0,540	12,7

Примечание. M — масса ротора; a — балансировочная чувствительность; $Q_{\text{ост}}$ — допустимая присоединенная масса; r — радиус приведения; e — допустимый присоединенный дисбаланс.

Как видно из табл. 2.3, минимальные значения остаточного «присоединенного» дисбаланса достигают 3,6 г·мм·кг⁻¹ массы ротора, или примерно 450 г, отнесенных к радиусу штатных балансировочных плоскостей; такая масса грузов является обычной в практике балансировки валопроводов турбоагрегатов на электростанциях. В последнее время в связи с существенным прогрессом в области заводской балансировки

допуски на дисбаланс роторов новых турбоагрегатов существенно снижены, вследствие чего вместо значения среднеквадратической виброскорости $2,8 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ в качестве допуска по вибрации можно рассматривать значение $1,8 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$.

Как известно, оценка сбалансированности гибкого ротора должна определяться уровнем первой гармоники не только на рабочей частоте вращения, но и во всем диапазоне возможных частот вращения, в том числе и на критических.

В руководящих указаниях по балансировке турбоагрегатов [92] указано, что правильно отбалансированный ротор должен иметь на первой критической частоте вращения двойную амплитуду вибрации подшипников не более 50 мкм . Если считать среднее значение первой критической частоты вращения равным 1500 мин^{-1} , то это соответствует все тому же значению $v_{\text{ск}} = 2,8 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ (как известно, колебания на критических частотах вращения практически синусоидальные). Таким образом, можно установить единый допускаемый уровень первой гармоники вибрации опор турбоагрегатов во всем диапазоне частот вращения, равный $2,8 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$.

Как видно из рис. 2.5, средний уровень второй гармоники (100 Гц) при переходе от виброперемещений к виброскорости возрастает примерно на 5% и составляет около 20% общего гармонического состава.

Выше было показано, что в подавляющем большинстве случаев появление второй гармоники связывается с воздействием электромагнитных сил при недостаточно жесткой конструкции элементов статора, асимметрии магнитного поля, а также неравножесткости сечения бочки двухполюсных роторов генераторов (в настоящее время этот дефект почти полностью ликвидирован). Реже появление второй гармоники связывалось с овальностью шеек роторов или дефектами их соединения. Возрастание второй гармоники и соответственно среднеквадратического значения виброскорости опор генератора будет свидетельствовать о допущенных дефектах при сборке или ремонте генератора, которые должны быть устранены в результате тщательной ревизии. При нормальных условиях эксплуатации уровень составляющих второй гармоники не выходит за пределы 20% и, как показывает опыт, сохраняется

или даже уменьшается после балансировки валопроводов (рис. 2.11).

Средний уровень высокочастотных гармоник невелик и снижается с ростом порядка гармоник (см. рис. 2.5): примерно до 10% — для третьей гармоники,

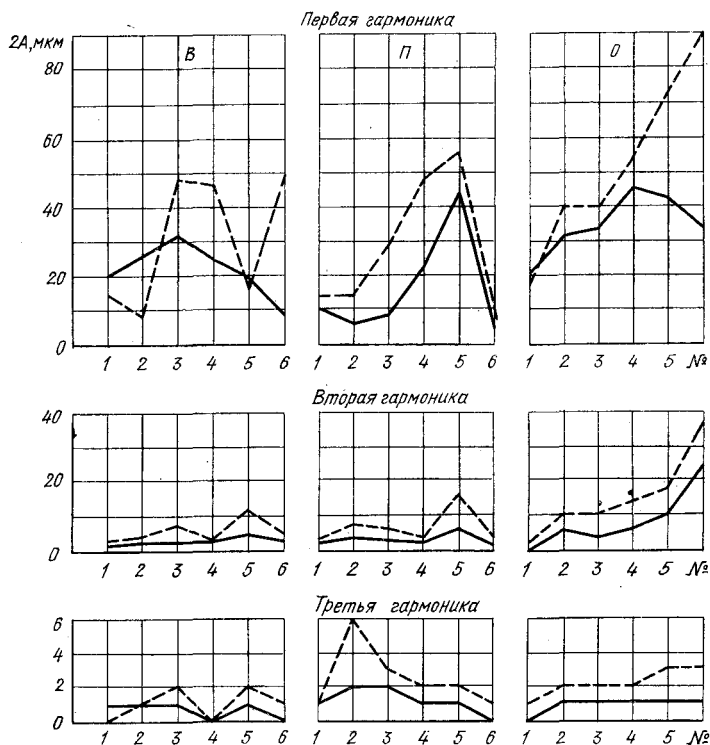


Рис. 2.11. Гармоники вибрации опор турбоагрегата 200 МВт до и после балансировки валопровода.

----- до балансировки — после балансировки; 2A — размах виброперемещений; № — номера опор (см. рис. 3.13); В, П, О — соответственно вертикальный, поперечный и осевой компоненты вибрации.

примерно до 6% для четвертой гармоники, примерно до 4% для пятой гармоники и т. д.

Несмотря на недостаточную изученность природы высокочастотных гармоник, результаты многочисленных анализов вибрации при исследованиях и наладках турбоагрегатов позволяют сделать некоторые выводы.

1. Присутствие высокочастотных составляющих в спектре колебаний опор подшипников характеризует ухудшение пригонки цапф ко вкладышам подшипников, ухудшение качества крепежа отдельных деталей и другие нарушения монтажа, вызывающие нарушение плавности вращения валопровода на масляной пленке

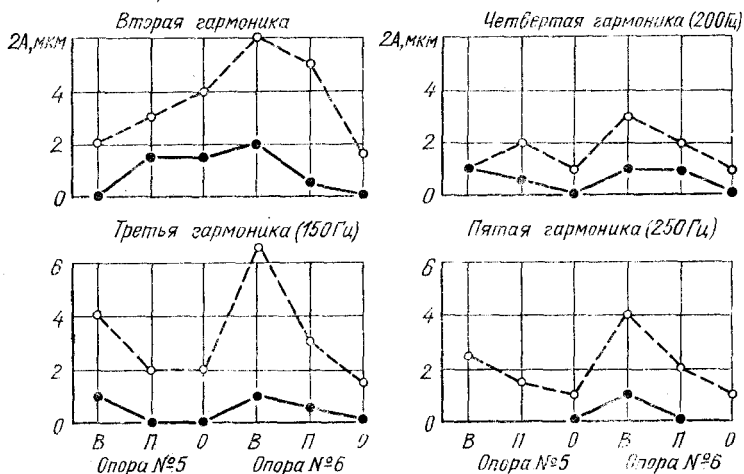


Рис. 2.12. Уровень высокочастотных составляющих колебаний опор РНД турбины (№ 5) и ротора генератора (№ 6) до и после устранения расцентровки.

2A — размах виброперемещений; В, П, О — соответственно вертикальный, поперечный и осевой компоненты вибрации; — — — при расцентровке; — — — после устранения расцентровки.

подшипников и появление ударного воздействия, которое, как известно, аппроксимируется суммами различного числа нечетных гармоник. Выше отмечалось, что в результате капитального ремонта турбоагрегатов происходит снижение высокочастотных гармоник

2. Исследованиями установлено, что высокочастотные составляющие вибрации появляются также при неправильном положении цапф в расточках подшипников из-за несоосности валопроводов и соответственно снижаются при улучшении центровки валопровода (рис. 2.12).

3. Анализ гармонического состава вибрации до и после балансировки турбоагрегатов показал, что одновременно с уменьшением первой гармоники, как правило, пропорционально снижаются и значения ампли-

туд высокочастотных гармоник (рис. 2.11), полное устранение которых связано с упомянутыми выше обстоятельствами.

4. При определенной интенсивности низкочастотных колебаний в спектре вибрации появляются высокочастотные составляющие, которые исчезают с устранением основной причины—потери виброустойчивости роторов.

На основании изложенного можно заключить, что снижение высокочастотных составляющих, по крайней мере до среднего уровня, связано с проведением мероприятий по уменьшению сил, вызывающих вибрацию, и повышением качества монтажа и ремонта турбоагрегатов; исключением могут быть случаи дефектов конструкции, обычно выявляемые при опробовании в эксплуатации головных турбоагрегатов.

При распространении предлагаемого граничного уровня среднеквадратических виброскоростей опор ($4,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$) на весь диапазон возможных частот вращения роторов турбоагрегатов ($0\text{—}3300 \text{ мин}^{-1}$) значения допустимых размахов виброперемещений на критических частотах (где вибрации имеют синусоидальный характер) будут определяться из выражения

$$2A_{\text{доп}} = \frac{V^2 \cdot 4,5 \cdot 1000}{\omega_{\text{кр}}} = 40 \frac{3000}{n_{\text{кр}}}, \quad (2.28)$$

где $n_{\text{кр}}$ — критическая частота вращения, мин^{-1} .

При обычном для крупных генераторов значении $n_{\text{кр}}^1 \approx 1200 \text{ мин}^{-1}$ $2A_{\text{доп}} = 100 \text{ мкм}$. На самом деле это значение вибросмещений в связи с отмеченными выше требованиями на балансировку будет, по крайней мере, в 2 раза меньше.

Диагностические принципы, закладываемые в условия разработки норм вибрации, освобождают от необходимости ее оценки с точки зрения прочностных характеристик валопроводов и опор. Однако общеизвестно, что роторы турбин, а тем более опоры, не относятся к числу наиболее напряженных элементов турбоустановок. Анализ немногочисленных аварий роторов показывает, что все они произошли при исключительных обстоятельствах — при возникновении усилий, намного превосходящих расчетные. Весьма скудные материалы экспериментальных исследований напряжений ротора генератора показывают, что средний уровень изгибающих напряжений на первой критической частоте колеблется в пределах $3200\text{—}4300 \text{ Н} \cdot \text{с}^{-2}$, при этом размах виброперемещений опор составляет около 100 мкм ($n_{\text{кр}}^1 = 1200 \text{ мин}^{-1}$), что соответствует среднеквадратической виброскорости $4,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$. Естественно, что изгибающие напряжения роторов турбин будут значительно меньше.

Для получения приближенной оценки допустимого значения виброскорости опор ротора генератора воспользуемся формулами (2.15) и (2.16) и представим сначала ротор в виде свободно опертой балки круглого сечения, колеблющейся по первой изгибной форме. Принимая для стали $E=19,62 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}^{-2}$, $\rho=78,5 \times 10^{-8} \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{мм}^{-4}$ и $C=4$, получаем значение $k=0,0785 \text{ Н} \cdot \text{мм}^{-3} \cdot \text{с}^{-1}$.

Согласно [119] для предельно допустимой температуры ротора генератора, равной 150°C , расчетный предел выносливости $\sigma_{-1}=441 \text{ Н} \cdot \text{мм}^{-2}$; это значение с учетом эффективного коэффициента концентрации ($k_\sigma=2$), масштабного фактора ($\epsilon=0,7$) и фактора поверхности ($\beta=0,9$) снижается до значения $\sigma_{-1K}=137 \text{ Н} \cdot \text{мм}^{-2}$. С учетом этого из соотношения (2.14) предельная среднеквадратическая виброскорость в середине пролета v_{-1} , при которой может произойти разрушение, равна $1240 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$.

Предельно допустимое среднеквадратическое значение виброскорости опор можно определить по формуле

$$v_{\text{оп.ск}} = \frac{v_{-1}}{\Phi a k_T}, \quad (2.29)$$

где $\alpha=\pi/\delta$ — коэффициент динамического усиления (δ — декремент колебаний); Φ — коэффициент формы; k_T — коэффициент запаса прочности.

Принимая $\alpha=20$, $\Phi=1,2$, и $k_T=3$, получаем $v_{\text{оп.ск}}=17,3 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$.

Переходя к реальному ротору турбогенератора, коэффициент k в формуле (2.16) следует представить в виде

$$k = \sqrt{\frac{4E\rho^*}{k_K}}, \quad (2.30)$$

где ρ^* — приведенная плотность ротора генератора; $k_K=1-c_K < 1$; c_K — коэффициент сил магнитного тяжения.

Анализируя выражения (2.16) и (2.30), заключаем, что $\rho^* < \rho$ и одновременно с числителем будет уменьшаться знаменатель ($k_K < 1$). Учитывая приближенность коэффициентов концентрации напряжений, можно считать, что полученное допустимое значение виброскорости достаточно реально, что подтверждается и приведенными выше данными экспериментальных исследований.

Таким образом, проведенный анализ подтвердил возможность распространения выбранного граничного значения среднеквадратической виброскорости $4,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ на все агрегаты, имеющие любую рабочую частоту вращения.

Вместе с тем в связи с существенным улучшением технологии балансировки, конструкции и качества изготовления современных крупных турбоагрегатов мощностью 250 МВт и выше, а также в целях дальнейшего улучшения условий для осуществления диагностики вибрации целесообразно для вновь выпускаемых ма-

шин установить более жесткую предельную эксплуатационную норму среднеквадратической виброскорости, равную $2,8 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$. В этом случае первая гармоника вибрации опор не должна превышать $1,8 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$.

Выбор предельно допустимой границы значений среднеквадратической виброскорости осуществлен на основании экспериментальных данных разброса полученных значений среднеквадратических виброскоростей опор, характеризующихся величинами среднеквадратических отклонений σ и верхними границами доверительных интервалов, нанесенных на распределение частот встречаемости среднеквадратических виброскоростей по каждому компоненту одинаковых опор каждого типа турбоагрегата. На основании сопоставления полученных данных с опытом эксплуатации и наладки различных типов турбоагрегатов, а также со шкалой нормочисел в качестве предельно допустимого для эксплуатации значения среднеквадратической виброскорости была установлена величина $7,1 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$.

На основе выполненных исследований подготовлен ГОСТ «Турбоагрегаты паровые стационарные. Нормы вибрации подшипниковых опор», в котором в качестве критерия оценки интенсивности вибрации устанавливается максимальное (измеренное на любом подшипнике турбоагрегата в вертикальном, поперечном или осевом направлении) среднеквадратическое значение виброскорости, при этом в стандарте установлено, что длительная эксплуатация турбин мощностью 250 МВт и выше допускается при уровне среднеквадратической виброскорости не более $2,8 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$, а для всех остальных турбоагрегатов — при виброскорости не более $4,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$. Эксплуатация всех типов турбоагрегатов при виброскорости свыше $7,1 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ запрещена. При вибрации в интервалах $2,8—7,1$ и $4,5—7,1 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ персонал электростанций должен принимать немедленные меры по виброналадке агрегата.

Помимо нормативных данных в ГОСТ даются также краткие методические указания по контролю вибрации.

1. Объектами измерения являются все опорные и опорно-упорные подшипники турбоагрегатов.

2. Вибрация измеряется в диапазоне частот 10—1000 Гц в трех взаимно перпендикулярных направлениях.

3. Вертикальная вибрация измеряется на верхней части крышки подшипника над серединой длины его вкладыша.

4. Горизонтальные вибрации измеряются на уровне оси вала против середины длины опорного вкладыша.

5. Вибрационное состояние турбоагрегата оценивается по наибольшему значению любого компонента вибрации, измеренному при проходе резонансных (в том числе и критических) частот вращения роторов, при тепловой и электрических нагрузках, равных 25, 50 и 100% номинальной, и при установившемся режиме работы турбоагрегата.

Таблица 2.4. Количественная оценка интенсивности вибрации для крупных машин с частотой вращения от 10 до 200 с⁻¹ (стандарт ИСО 3945)

Интенсивность вибрации $v_{ск}$, мм·с ⁻¹	Классификация опор	
	Жесткие опоры	Податливые опоры
0,45	Хорошо	Хорошо
0,71		
1,12		
1,8	Удовлетворительно	Удовлетворительно
2,8		
4,5		
7,1	Неудовлетворительно	Неудовлетворительно
11,2		
18,0		
28,0	Недопустимо	Недопустимо
45,0		

6. Турбоагрегаты мощностью 250 МВт и выше должны быть оснащены аппаратурой для непрерывного контроля за вибрацией и иметь защиту, отключающую турбоагрегат при превышении нормы вибрации подшипников турбины и генератора свыше 11,2 мм·с⁻¹.

7. Контроль за вибрацией должен осуществляться с помощью приборов, удовлетворяющих специальным техническим условиям и имеющих государственную аттестацию, паспорт проверки и погрешность измерения не выше $\pm 10\%$.

Границы нормативных значений вибрации по проекту ГОСТ применительно к синусоидальной вибрации даются на рис. 2.10 (жирные линии).

Следует отметить, что в настоящее время выпущен стандарт ИСО 3945 [161], нормирующий количественные значения допустимой вибрации крупных машин с рабочей частотой вращения роторов от 10 до 200 с⁻¹ (табл. 2.4). Граничные оценки хорошего вибросостояния турбоагрегатов по стандарту ИСО 3945 и проекту ГОСТ совпадают и равны 2,8 мм·с⁻¹. Граничная оценка удовлетворительного состояния по стандарту ИСО 3945 менее жесткая и соответствует 7,1 мм·с⁻¹. Однако авторы стандарта ИСО (США, Англия, ФРГ) имели в виду, что длительная эксплуатация машин должна осуществляться при оценке не ниже «хорошо». Таким образом, нормативные оценки ГОСТ учитывают выполнение требований стандарта ИСО 3945.

2.5. НОРМИРОВАНИЕ ВИБРАЦИИ РОТОРОВ И ФУНДАМЕНТОВ ТУРБОАГРЕГАТОВ

В связи с тем что колебания роторов турбин обычно в 5—10 раз превышают колебания подшипников, в целях повышения чувствительности контроля и получения дополнительной информации для турбоагрегатов мощностью 300 МВт целесообразно нормирование вибрации опор подшипников дополнять контролем вибрации роторов.

Несмотря на более чем двадцатилетний опыт применения контроля вибрации роторов турбин за рубежом, до настоящего времени официальных нормативов на нее не имеется. Однако почти каждая зарубежная турбостроительная фирма имеет рекомендации как по средним уровням относительных виброперемещений роторов, так и по их предельным значениям. Такие нормы, в частности, имеет фирма «Вестингауз» и ряд других фирм [93]. По сообщению Государственного энергетического управления Франции (ЭДФ) нормальная эксплуатация турбоагрегата допускается при амплитуде вибрации ротора не более 60 мкм, а при амплитуде вибрации ротора более 120 мкм турбоагрегат должен быть остановлен. В последние годы разработку норм на вибрацию роторов быстроходных турбин ведет

объединение VDI; данные последнего варианта проекта этих норм (1976 г.) представлены на рис. 2.13.

Все зарубежные нормативы предусматривают контроль за колебаниями роторов относительно подшипников, вследствие чего допуски на вибрацию роторов жестко увязываются с официальными нормами на вибрацию опор подшипников, а в настоящее время — с стандартом ИСО 3945.

Уровень вибрации роторов зависит от степени отстройки их собственных частот колебаний от частоты вращения и от режима работы турбоагрегата. Поэтому

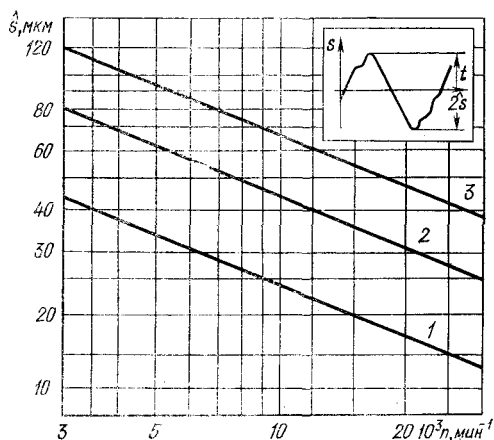


Рис. 2.13. Нормы относительной вибрации роторов быстроходных турбин в условиях эксплуатации (проект норм VDI 2059, 1976 г.).

$\hat{s}$ — половина размаха виброперемещений; n — частота; 1, 2, 3 — соответственно границы нормального уровня вибрации, сигнала опасности и отключения агрегата.

помимо норм вибрации при работе в нормальном режиме эксплуатации [112] были разработаны предложения нормирования вибрации роторов при разогреве турбины (при пуске), при наборе оборотов и прохождении критических частот вращения и при работе в режиме холостого хода [169].

Переходя к проблеме разработки отечественных нормативов на вибрацию роторов турбин, следует подчеркнуть правильность наметившейся тенденции тесной увязки норм на вибрацию опор подшипников с оценкой вибрации роторов. В отличие от описанного метода установления норм вибрации подшипников на базе статистического анализа уровня вибрации действующих турбоагрегатов в основу нормирования вибрации роторов могут быть положены два весьма важных для эксплуатации условия: сохранение допустимых минималь-

ных зазоров в проточной части турбины (при прохождении критических частот вращения) и сохранение допустимых относительных динамических реакций (при нормальной эксплуатации турбины под нагрузкой).

Выше было показано, что, измеряя вибрацию ротора относительно подшипника, мы непосредственно контролируем динамические реакции в подшипниках. Вместе с тем оказалось, что соотношение амплитуд перемещений ротора как жесткого тела (перемещение цапф на масляном слое подшипников) и «деформационного» его движения не так велико, поэтому (с определенным приближением) по колебаниям цапф во вкладышах подшипников можно судить о минимальных зазорах в турбине.

Приведем пример назначения норм для контроля колебаний РСД турбины К-500-240-2.

Как показали исследования ВТИ, несмотря на значительные исходные значения радиальных зазоров в проточной части, последние при прогреве турбины могут уменьшиться примерно до 0,3 мм. Учитывая, что для рассматриваемого ротора амплитуды колебаний в середине пролета на критической частоте вращения приблизительно в 3 раза больше, чем у опор, получаем, что амплитуда колебаний цапф ротора при прохождении критической частоты вращения не должна быть более 100 мкм или 50 мкм при частоте вращения, на 20% отличающейся от критической. Учитывая возможность возрастания дисбаланса роторов вследствие дефектов соединения муфт, различных эксплуатационных влияний и других факторов, значение относительной динамической реакции Q целесообразно принять удвоенным по отношению к значению, соответствующему максимальному заводскому остаточному дисбалансу (10% массы ротора). Тогда, учитывая, что жесткость масляной пленки подшипника № 4 рассматриваемого турбоагрегата $C_{yy} = 1,765 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мкм}^{-1}$ и среднее отношение амплитуд горизонтальных и вертикальных колебаний шейки при частоте 50 Гц равно примерно двум, получаем, что допустимая амплитуда колебаний цапфы вала

$$[A_{ц}] \approx 2\xi \frac{[Q]}{C_{yy}} \approx 40 \text{ мкм}, \quad (2.31)$$

где ξ — коэффициент, учитывающий разность амплитуд колебаний цапфы ротора по обеим сторонам вкладыша подшипника ($\xi = 0,4 - 0,55$).

Амплитуда колебаний цапфы зависит от типа расточки вкладыша, температуры масла, не говоря уже о типе подшипника. Строго говоря, нормативные оценки следовало бы устанавливать для каждого контролируемого сечения валопровода данного турбоагрегата либо принимать их с запасом, ориентируясь на самую «неудачную» плоскость измерения. Поэтому следует еще раз подчеркнуть, что систему контроля вибрации

роторов не следует рассматривать как самостоятельную, целесообразнее говорить о комплексном контроле, включающем измерение колебаний вала и опор—двух основных параметров сложной динамической системы, одновременный учет которых позволит существенно повысить качество эксплуатационного контроля за состоянием агрегатов.

Нормативные оценки, аналогичные рассмотренным выше, могут быть получены для любого турбоагрегата при организации соответствующих измерений. Тем не менее уже сейчас, основываясь на опыте, полученном при исследовании турбоагрегатов мощностью 100—500 МВт, а также учитывая зарубежный опыт, в качестве ориентировочного допустимого максимального размаха относительных виброперемещений цапфы вала (измеренного на стороне ротора, обращенной к цилиндру турбины) при номинальной частоте вращения при всех режимах эксплуатации турбины можно принять значение 120 мкм.

Помимо колебаний опор подшипников и роторов целесообразно контролировать и вибрацию других элементов генератора — очень вибронпряженного сердечника статора, а также контактных колец. До последнего времени нормы на вибрацию сердечников статоров генераторов распространялись только на стендовые испытания в заводских условиях, считалось, что предельно допустимый размах вибро смещений сердечников статоров не должен превышать 75 мкм (ОСТ 160.688.013-71). В стандарте СЭВ допустимое значение среднеквадратической виброскорости сердечника статора составляет $4,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$. Нормы на вибрацию контактных колец не претерпели изменений: предельно допустимое значение размаха виброперемещений равно 200 мкм, что нуждается в корректировке.

Переходя к рассмотрению проблемы нормирования вибрации фундаментов, следует подчеркнуть, что последняя неразрывно связана с нормированием вибрации опор подшипников.

Для оценки влияния фундамента на уровень колебаний элементов статора турбоагрегата можно воспользоваться анализом соотношений между колебаниями опоры A_{Π} и несущего ее элемента фундамента A_{Φ} : $K = A_{\Pi}/A_{\Phi}$.

Таблица 2.5. Соотношение между колебаниями опор под

Завод-изготовитель	Соотношение амплитуд и податливостей элементов турбоагрегата	Номер					
		1		2		3	
		В	П	В	П	В	П
ЛМЗ	$A_{\Pi}/A_{\Phi} \text{ макс}$	1,15	3,75	1,27	2,6	7,25	3,5
	$A_{\Pi}/A_{\Phi} \text{ мин}$	0,85	0,91	0,74	0,78	1,68	0,83
	$A_{\Pi}/A_{\Phi} \text{ ср}$	1,0	2,3	1,2	1,43	3,8	2,33
	a_{Π}/a_{Φ}	1,25	4,25	1,77	1,67	—	—
ХТЗ	$A_{\Pi}/A_{\Phi} \text{ макс}$	3,75	4,0	2,25	3,0	3,2	2,36
	$A_{\Pi}/A_{\Phi} \text{ мин}$	0,69	1,0	1,1	1,0	0,29	0,5
	$A_{\Pi}/A_{\Phi} \text{ ср}$	1,47	3,0	1,47	1,8	2,0	1,6
	a_{Π}/a_{Φ}	2,66	4,45	4,54	3,22	8,2	5,2

Примечание. A_{Π} , A_{Φ} и a_{Π} , a_{Φ} — соответственно амплитуды колебаний и абсолют
 П — соответственно вертикальные и поперечные колебания.

В качестве примера в табл. 2.5 приведены результаты анализа этих соотношений по 12 турбоагрегатам К-300-240+ТВВ-320-2 и 12 турбоагрегатам К-300-240+ТГВ-300.

Коэффициенты K имеют разные значения для разных опор, что характеризует разную динамическую податливость последних. Более примечательной является существенная разница этих коэффициентов для одних и тех же опор однотипных турбоагрегатов, что можно объяснить только разным качеством изготовления фундаментов и монтажа опорных конструкций. Предельным для некоторых турбоагрегатов является значение $K < 1$, чего не наблюдается у основной массы турбоагрегатов, поскольку средние значения $K = 1 \div 10$. Сопоставление коэффициентов K с отношением податливостей опор δ_{Π} и фундаментов δ_{Φ} показывает, что последние, за редким исключением, находятся внутри интервала значений коэффициентов K для данной опоры.

шипников и элементов фундамента турбоагрегатов 300 МВт

подшипника

4		5		6		7	
В	П	В	П	В	П	В	П
4,3	5,5	3,2	5,0	7,2	5,75	2,85	3,5
1,62	1,25	1,55	1,62	2,65	3,1	1,77	0,83
2,5	2,4	2,2	3,6	4,65	4,45	2,3	1,65
2,88	3,53	2,97	3,16	3,6	7,44	3,44	5,45
6,3	3,0	17,5	5,0	17,5	4,0	5,6	3,7
2,5	0,55	2,9	2,0	2,0	0,85	0,8	1,3
4,0	1,75	10,0	4,16	5,7	2,8	2,85	3,0
3,8	3,7	17,3	10,0	3,7	2,0	3,1	6,23

где динамические податливости опор подшипников и несущих их элементов фундамента; В

Таким образом, несмотря на то что коэффициенты K вследствие существенного различия податливостей опор не могут быть использованы в качестве универсального критерия оценки динамических свойств фундаментов, они применимы для оценки динамического состояния конкретной опоры типового турбоагрегата и несущего ее элемента фундамента. Нормативные средние данные по каждой опоре, представленные в табл. 2.5, могут быть получены в результате статистической обработки результатов обследования достаточного количества турбоагрегатов каждого типа. Неудовлетворительное состояние конкретного несущего элемента фундамента может быть констатировано в случае существенного (например, более чем 50%) снижения K по отношению к среднему уровню. Помимо этого, фундаменты турбоагрегатов, являясь рабочим местом обслуживающего персонала, должны удовлетворять соответствующим санитарным нормам и правилам. Эти нормы часто не соблюдаются на верхней отметке обслуживания из-за наличия резонирующих площадок, консолей и т. д.

ПРИЧИНЫ ПОВЫШЕННОЙ ВИБРАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТОВ

3.1. ПРИНЦИПЫ КЛАССИФИКАЦИИ ОСНОВНЫХ ПРИЧИН ВИБРАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Современный турбоагрегат представляет собой сложную динамическую систему, все части которой (валопровод — опоры — статоры — фундамент) совершают совместные колебания.

Основным источником возмущения колебаний турбоустановки является его валопровод. Колебания валопровода передаются через масляную пленку подшипников на опоры, статоры, фундамент и грунт, а через грунт — на окружающие конструкции.

Возможна и обратная передача колебаний от соседних агрегатов, однако интенсивность последних, как правило, значительно меньше и, за исключением особых случаев, в расчетах не учитывается.

В общем случае колебания турбоустановки описываются сложными выражениями, в которые входят и нелинейные функции (характеристики масляного слоя опорных подшипников, податливость подшипников и др.), однако в первом приближении основные зависимости могут быть представлены в линейной форме и подчиняться общим закономерностям линейной колебательной системы, число степеней свободы которой в зависимости от конкретной задачи принимается различным.

Как правило, при беспокойной работе машины всегда имеется несколько причин вибрации. В общем случае интенсивность вибрации турбоагрегатов может быть выражена в виде функции

$$\mu = f(Q, \beta, \delta, k), \quad (3.1)$$

где Q — силы, вызывающие вибрацию; β — степень отстройки колеблющейся системы от резонанса (динамический коэффициент); δ — характеристика демпфирования системы; k — жесткость системы.

В более развернутой форме эта функция представлена на рис. 3.1.

Из четырех основных факторов функции (3.1), определяющих колебания турбоустановки, активным является один — силы, вызывающие вибрацию. Остальные

факторы определяют интенсивность проявления этих сил. Поэтому в основу классификации причин вибрации целесообразно положить принцип разделения их на две группы: основные силы, вызывающие вибрацию, и условия, определяющие интенсивность проявления последних:

$$\mu = \varphi(Q, y), \quad (3.2)$$

где y — условия проявления сил, вызывающих вибрацию.

Уровень воздействия каждого из факторов функции (3.1) в значительной мере определяется конструкцией машины, и с этой точки зрения повышенный уровень

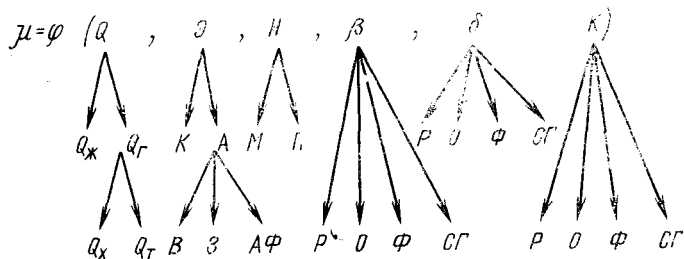


Рис. 3.1. Классификация причин вибрации турбоагрегатов.

Q — силы дисбаланса; $Q_{ж}$ — жесткий дисбаланс; $Q_{г}$ — гибкий дисбаланс при холодном ($Q_{х}$) и горячем ($Q_{т}$) роторе; $\mathcal{E}$ — электромагнитные силы; A — магнитная асимметрия; B — витковые замыкания; $З$ — нарушение зазоров; $A\Phi$ — асимметрия фаз; H — неконсервативные силы; M — масляного слоя в подшипниках; P — парового потока; K — изменение жесткости системы и ее элементов: P — ротора; O — опор; Φ — фундамента; $СГ$ — статора генератора; β — частотные характеристики; δ — демпфирование.

вибрации турбоагрегата характеризует недостаточность и неточность исходных данных, закладываемых в расчет конструкции, несовершенство методов расчета и их реализацию. Кроме того, в процессе последующего монтажа, эксплуатации и ремонта турбоустановки неизбежно изменение номинальных динамических характеристик системы, что создает нерасчетные условия его работы и, как следствие, повышенную вибрацию. Ниже дается краткая характеристика основных факторов, определяющих вибрацию турбоагрегатов.

3.2. СИЛЫ, ВЫЗЫВАЮЩИЕ ВИБРАЦИЮ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Валопровод работающего турбоагрегата испытывает воздействие трех основных групп активных сил, вызы-

вающих вибрацию: дисбаланса; электромагнитных, парового потока.

Помимо этого, возможно появление внутренних сил, обусловленных положением ротора турбины относительно статора, — так называемых неконсервативных или циркуляционных сил парового потока и смазочного слоя в подшипниках, способных вызвать низкочастотную вибрацию роторов.

Как известно, воздействие сил дисбаланса в значительной степени определяется динамическими свойствами ротора — является ли последний недеформируемым (жестким) или изменяющим форму оси при вращении (гибким). Подавляющее большинство современных турбин имеют гибкие роторы.

Условно все виды дисбаланса гибких валопроводов турбоагрегатов можно разделить на две категории: механический (жесткий) дисбаланс и дисбаланс, связанный с остаточным прогибом вала.

Механический дисбаланс — наиболее распространенное явление. Его причиной могут быть дефекты изготовления, монтажа, ремонта и эксплуатации турбоагрегата. На механическую уравновешенность роторов в процессе их изготовления наиболее сильное влияние оказывает качество их балансировки после сборки, несмотря на предварительную поэлементную балансировку насаживаемых на ротор деталей. В процессе монтажа и ремонта нередко причинами механического дисбаланса являются замена отдельных деталей (например, лопаток), их перестановка, уменьшение натяга при посадке на вал. Во время эксплуатации механический дисбаланс чаще всего связан с поломкой отдельных деталей, их перестановкой (смещением), уменьшением натяга на вал.

Особый вид дисбаланса вызывается остаточным прогибом ротора, причинами которого также могут быть дефекты изготовления (остаточные деформации, неоднородность поковки, тепловая нестабильность, характерная для роторов генератора), некачественный монтаж (чрезмерный натяг дисков, перекосы шпонок относительно шпоночных пазов и торца гайки относительно торца закрепляемой детали, недостаточный зазор между ступицами) и нарушения нормальной эксплуатации, в результате которых произошли задевания ротора о статор (вследствие неравномерного охлаждения или

нагрева ротора, коробления цилиндров, неправильного режима пуска).

Тепловой прогиб может возникнуть также из-за падения масла во внутреннюю полость ротора (чаще всего РВД). Вследствие неизбежного небольшого эксцентриситета вращающего ротора масло внутри ротора образует неравномерный по толщине слой, что и вызывает неравномерный нагрев ротора и его прогиб. Аналогичный результат получается и при просачивании во внутреннюю полость ротора пара, который, конденсируясь, образует водяную пленку, играющую ту же роль, что и масло. В обоих случаях это явление возникает при достаточно хорошем прогреве ротора, т. е. при определенных нагрузках.

Причинами возникновения возбуждающих вибрацию электромагнитных сил чаще всего бывают магнитная асимметрия ротора и асимметричные нагрузки. Интенсивность воздействия электромагнитных сил резко возрастает при недостаточной жесткости активной стали статора и при отсутствии эластичной связи ее с корпусом. Основной причиной появления этих сил являются витковые замыкания в роторе, вызывающие магнитную несимметрию, а также неравномерный нагрев бочки ротора по окружности. При закорачивании части витков одного полюса ротора генератора нарушается распределение магнитной индукции и радиальных усилий между железом ротора и статора, при этом появляется одностороннее притяжение ротора к статору по оси полюсов, пропорциональное разности магнитного притяжения между ротором и статором противоположных полюсов:

$$\Delta P = k[B_1^2 - B_2^2]S \cos \alpha_i, \quad (3.3)$$

где B_1, B_2 — магнитная индукция в зазоре между левым и правым полюсами; α_i — угол между направлением магнитной индукции и осью полюсов; S — площадь магнитного контакта между ротором и статором (по среднему диаметру воздушного зазора); k — коэффициент пропорциональности.

Односторонняя сила магнитного притяжения вызывает колебания с частотой вращения ротора. Неравномерное распределение магнитной индукции под различными полюсами получается также из-за применения обмоток с дробным числом пазов на полюс и фазу,

а также из-за шунтирования витков внешним сопротивлением, в частности, при двойном заземлении обмотки. Вследствие уменьшения тока в зашунтированной части витков уменьшается их магнитодвижущая сила, что и приводит к нарушению симметрии магнитной индукции.

Витковые замыкания в роторе могут вызвать значительную неравномерность нагрева бочки ротора генератора и привести к прогибу ротора (тепловой нестабильности).

Неравномерное магнитное притяжение между ротором и статором возможно также при неравномерных воздушных зазорах. В этом случае равнодействующая электромагнитных сил будет иметь постоянную составляющую, направленную в сторону меньших зазоров, создающую одностороннее притяжение между ротором и статором, что при вращении ротора вызывает периодическое изменение магнитной проводимости, вибрацию ротора и статора.

Силу одностороннего магнитного притяжения можно оценить по формуле [135]

$$P_m = 1,23 \cdot 10^{-7} B^2 \frac{e}{\delta} LD, \quad (3.4)$$

где B — средняя эффективная индукция в воздушном зазоре; e — эксцентриситет ротора; δ — воздушный зазор; L, D — длина и диаметр ротора (все размеры в сантиметрах).

Основная гармоническая составляющая индукции в воздушном зазоре, как и перемещение оси ротора относительно статора, может быть описана синусоидальной функцией. В зависимости от вида неравномерности зазора частота колебаний будет различной: при смещении оси ротора относительно оси статора генератора количество возмущений за один оборот ротора будет равно числу его полюсов, вследствие чего для двухполюсного ротора при 3000 мин^{-1} частота вибрации составит 100 Гц ; если же ротор имеет эксцентриситет оси вращения, частота вращения будет соответствовать частоте вращения ротора.

Колебания ротора из-за неравномерных воздушных зазоров при отсутствии резонанса возможны при превышении нормальных допусков, составляющих $\pm 10\%$ среднего значения зазора, и встречаются редко, по-

Рис. 3.2. Деформация расточки статора двухполюсного генератора.

P — радиальные усилия; B_n — индукция в воздушном зазоре; $I-I$ — плоскость большого зуба; $II-II$ — плоскость обмоток; $1-3$ и $2-4$ положение сил P соответственно в плоскостях максимальной и минимальной жесткостей ротора.

сколько обычные отклонения не превышают 1—2 мм, а средние радиальные зазоры составляют от 42,5 (генератор ТВ-60-2) до 100 мм (генератор ТГВ-200).

Под влиянием взаимного магнитного притяжения может происходить вибрация как ротора, так и сердечника статора генератора.

При вращении двухполюсного ротора каждая точка статора за один оборот дважды испытывает переменные радиальные усилия

$$P = \frac{1}{2} c B_n^2 \cos \alpha, \quad (3.5)$$

где B_n — индукция в воздушном зазоре; $c = 39,23 \text{ Н} \times \text{Т}^{-1}$ — постоянный коэффициент; α — угол между осью полюсов и направлением магнитной индукции.

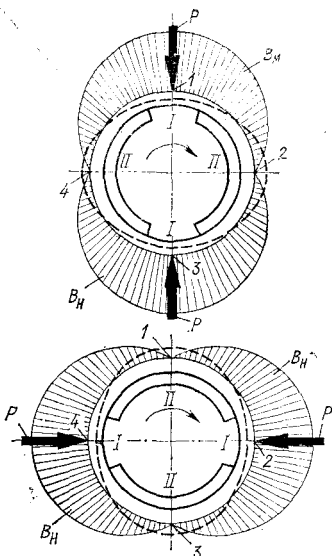
Указанные силы стремятся деформировать расточку статора, придавая ей форму эллипса (рис. 3.2), и вызывают вибрацию статора с частотой 100 Гц.

При несовпадении магнитных осей ротора и статора для полностью разогретой турбоустановки возможна осевая магнитная несимметрия, при этом на подшипники воздействуют осевые усилия

$$Q = 39,8 D_{\text{ср}} k_1 \delta B_{\text{макс}}^2 \operatorname{arctg} \beta \cdot 10^{-8}, \quad (3.6)$$

где Q — сила осевого магнитного тяжения, Н; $D_{\text{ср}}$ — диаметр ротора, см; $k_1 = 1,15 \div 1,12$ — коэффициент Картера; δ — воздушный зазор, см; $\beta = a/\delta$ — отношение осевого смещения ротора к воздушному зазору; $B_{\text{макс}} = 0,8 \div 0,9 \text{ Т}$ — максимальная индукция в воздушном зазоре.

Небольшие осевые усилия (до 200 Н), возникающие



вследствие осевой магнитной несимметрии, были зафиксированы у генераторов с магнитными бандажами роторов ТВ-50-2, ТВ2-100-2 завода «Электросила».

При несимметричной нагрузке по трем фазам статора (что может быть представлено как обрыв одной фазы) появляется поле обратной последовательности, которое, вращаясь относительно ротора с двойной частотой, будет наводить в обмотке ротора токи двойной частоты (100 Гц). Эти токи, протекая по внешней части обмотки, вызывают резкие разогревы в местах контактов деталей ротора (до 700°C), подгары бандажей в местах посадки на бочку ротора, ослабление их посадки, нарушение изоляции обмотки. В результате возникают замыкание обмотки на корпус, магнитная асимметрия, смещение деталей ротора, усугубляющееся его тепловой нестабильностью, т. е. значительные неуравновешенные силы.

Наличие пазов для обмотки в каждом полюсе ротора также приводит к изменению магнитной проводимости с частотой zn , где z — число пазов, n — частота вращения ротора. В связи с высоким значением zn эффект этого вида неравномерности магнитной индукции характеризуется повышенным шумом машины.

Силы парового потока в основном относятся к категории сил, производящих полезную работу, — вращение валопровода турбины. Наряду с этим в практике эксплуатации турбин приходилось сталкиваться с возмущениями вибрации роторов вследствие пульсации парового потока, главным образом, из-за регулирующих клапанов.

Особое воздействие парового потока связано с возбуждением низкочастотной вибрации роторов.

Теоретическими и экспериментальными исследованиями самовозбуждающихся колебаний роторов установлено, что возникновение таких колебаний связано с потерей устойчивости прецессионного движения ротора, при этом сначала в спектре вибрации ротора появляется низкочастотная составляющая малой амплитуды. Это состояние может быть названо устойчивостью в «малом». При возникновении некоторых дополнительных условий данное промежуточное состояние может быть нарушено и появятся интенсивные установившиеся автоколебания с большой амплитудой и частотой, близкой к собственной частоте ротора.

В основе современного анализа устойчивости цапфы на кривой подвижного равновесия в масляном слое подшипника лежит рассмотрение сил, действующих при небольших смещениях цапфы относительно статического центра вращения. Возникающие вследствие этого силы реакции масляного слоя выражаются системой уравнений, в которые входят коэффициенты жесткости и демпфирования масляной пленки, а также динамические характеристики ротора (подробно этому вопросу посвящена гл. 6). Потеря устойчивости цапфы на масляном слое в значительной степени определяется ее всплытием или относительным эксцентриситетом $\chi = e(R-r)$, что связано с нагруженностью подшипника (e — эксцентриситет цапфы, R , r — соответственно радиусы расточки вкладыша подшипника и цапфы вала).

Проблема низкочастотной («масляной») вибрации была детально исследована, в результате чего установлено следующее:

- наиболее часто автоколебания возникают, когда рабочая частота вращения выше удвоенной критической частоты вращения ротора;

- частота автоколебаний ω_1 близка к собственной частоте колебаний ротора $\omega_{кр}$ при $\omega/\omega_{кр} \geq 2$ и к половине частоты вращения ротора ω при $\omega/\omega_{кр} < 2$;

- область устойчивой работы подшипников повышается с увеличением их нагруженности (до определенного предела);

- устойчивость повышается при замене подшипников с цилиндрической расточкой вкладышей подшипниками с эллиптической расточкой;

- полностью проблема «масляной» вибрации снимается при применении подшипников с качающимися колodками (сегментных).

Проблема устойчивости роторов крупных турбин существенно осложнилась при переходе к выпуску турбин мощностью 500 и 800 МВт на сверхкритические параметры пара, когда помимо неконсервативных сил смазочного слоя подшипников в качестве возбудителя низкочастотной вибрации возникла необходимость учета сил аэродинамического возмущения со стороны парового потока. Эти силы в основном возникают вследствие эксцентричного положения ротора относительно статора в условиях эксплуатации (появления разности радиальных зазоров по сечению ротора) и соответст-

вующих неравномерных протечек пара по окружности рабочих колес турбин, что вызывает появление неуравновешенного окружного усилия, приложенного к ротору и направленного противоположно силам демпфирования («венцовых» сил). Нестационарные силы парового потока существуют также в бандажах, диафрагмах и концевых уплотнениях вследствие возникновения волн давления, движущихся по окружности. В отличие от «масляной» вибрации, граница возникновения которой определяется частотой вращения ротора агрегата, порог потери устойчивости ротора под влиянием сил аэродинамического возмущения определяется теплорепадом на ступени турбины, т. е. зависит от параметров пара и его плотности [179]. Таким образом, существует граничный пропуск пара через ЦВД турбины, выше которого возникают интенсивные низкочастотные колебания; частота их соответствует собственной частоте колебаний возбужденного ротора (или системы роторов) турбины. Преимущественному возбуждению РВД турбины способствуют также низкие удельные нагрузки на их подшипники от массы роторов, предопределяющие малые уровни демпфирования масляного слоя подшипников. Немалое значение имеет и гибкость РВД, поскольку гибкие роторы по сравнению с жесткими имеют невыгодные соотношения работы сил демпфирования в подшипниках и сил аэродинамического возбуждения.

Обеспечение устойчивости валопроводов турбоагрегатов требует совместного учета неконсервативных сил масляного слоя подшипников и парового потока и сопоставления их с действующими в системе силами демпфирования. Возможности воздействия на указанные выше силы для заданной конструкции агрегата весьма ограничены и по существу сводятся к изменению уплотнений в проточной части ЦВД и к замене подшипников на более виброустойчивые.

3.3. ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ ВАЛОПРОВОД — ОПОРЫ — СТАТОР — ОСНОВАНИЕ ТУРБОУСТАНОВОК И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ВИБРАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЕ

На общий уровень вибрации турбоустановки существенно влияют ее динамические характеристики: степень отстройки собственных частот колебаний ее основ-

ных элементов (валопроводов, опор, статоров и фундамента) от резонанса с частотой возмущающих сил, соответствующей частоте вращения агрегата или кратной ей; параметры жесткости и демпфирования элементов турбоустановки, определяющие частотную настройку системы; значения амплитуд вынужденных и особенно резонансных колебаний.

Важнейшим фактором является правильное соотношение между критическими и рабочими частотами вращения валопроводов.

До недавнего времени турбинные заводы рассчитывали критические частоты колебаний валопроводов, рассматривая их как систему связанных гибких роторов на абсолютно жестких опорах, а турбогенераторные заводы при расчете критических частот роторов генераторов рассматривали последние как единичные роторы на упругих безмассовых опорах. В результате, несмотря на прогресс в отработке самих методов расчета, получались существенные расхождения расчетных и действительных значений критических частот роторов, входящих в систему валопроводов отечественных турбоагрегатов. Проведенные во ВТИ исследования показали, что упругость опор подшипников особенно существенно влияет на значения вторых критических частот. Игнорирование заводами этого фактора привело в свое время к появлению генераторов, эксплуатировавшихся в резонансном режиме на рабочей частоте. Это существенно затрудняло доводку уровня вибрации турбоустановок до норм, в частности турбоагрегатов К-100-90+ТВ2-100-2. Соединение ротора генератора с ротором турбин [61] несколько сдвигает вторую критическую частоту генератора в зону, превышающую рабочую частоту (рис. 3.3). Однако неизбежный разброс значений податливостей опор генератора (стоякового типа) приводил к работе некоторых генераторов на второй критической частоте. Реконструкция опор существенно облегчила доводку уровня вибрации этих турбоустановок до норм.

В динамической системе валопровод — опоры — фундамент основным демпфирующим элементом является масляная пленка подшипников скольжения, в то время как основным элементом, определяющим жесткость опорной системы, являются части статора — опоры и фундамент. В частности, в результате исследо-

ваний [85] было выяснено, что податливость масляного слоя очень мало влияет на критические частоты достаточно гибких валопроводов мощных турбоагрегатов по сравнению с податливостью остальных элементов конструкции.

В настоящее время имеется целый ряд методов расчета динамических характеристик масляного слоя под-

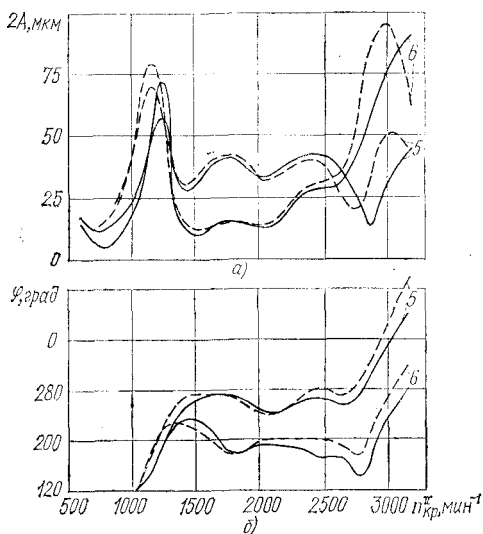


Рис. 3.3. Частотные характеристики опор генератора ТВ2-100-2.

a — амплитудно-частотные; b — фазо-частотные; $2A$ — размах виброперемещений; φ — относительная фаза колебаний; n — частота вращения; $n_{кр}^I$, $n_{кр}^{II}$ — соответственно первая и вторая критические частоты вращения; 5 и 6 — передняя и задняя опоры генератора; — — — колебания отдельного генератора; — — — колебания связанного генератора.

шипников, при этом разные методы дают весьма различные результаты, и получение точных значений характеристик масляного слоя, особенно для крупных подшипников, возможно только экспериментальным путем на натурных стендах [163]. Однако, как показали сравнительные исследования [75, 83, 140], расчетные динамические характеристики масляной пленки, полученные по методу [83], дают вполне удовлетворительные для практики совпадения с экспериментом. В связи с этим при аналитических исследованиях динамики турбоагрегатов, в частности турбоагрегата К-300-240+ТГВ-300 ХТГЗ—ЭТМ (см. гл. 5), коэффициенты жесткости и демпфирования масляной пленки подшипников были рассчитаны именно по указанному выше методу.

Наиболее важным условием совпадения расчетных и экспериментальных данных по критическим частотам

валопроводов является правильный учет динамических характеристик опор подшипников. Метод определения динамической податливости опор описан в гл. 4. Наиболее детальные исследования в области податливости опор были проведены НПО ЦКТИ и ПО ЛМЗ [36].

Исследования динамических податливостей опор, в частности опор турбоагрегатов 300 МВт, показали, что в рабочем диапазоне частот вращения опоры имеют несколько резонансов, часть которых попадает на номинальную частоту (50 Гц), что влияет на уровень вибрации машин при их эксплуатации. Динамические податливости стояковых опор (№ 1, 2) вследствие высокой жесткости корпусов подшипников в основном определяются жесткостью несущих элементов фундамента, в то время как динамические податливости встроенных опор ЦНД турбины (№ 4, 5) определяются конструкцией выхлопного патрубка турбины и элементов фундамента. Сопоставление динамических податливостей опор отечественных и зарубежных турбоагрегатов показало, что их значения примерно одного порядка [78].

Однако, несмотря на учет динамических характеристик опорных конструкций, между расчетными и действительными значениями критических частот валопроводов турбин все еще имеются расхождения, связанные, в первую очередь, с недостаточной надежностью определения вышеуказанных характеристик и известной схематизацией расчетной модели. До настоящего времени экспериментальное определение вышеуказанных критических частот и выявление резонансов отдельных элементов конструкции являются важнейшими задачами исследований вибрации. Помимо оценки условий работы турбоустановки под нагрузкой знание критических частот валопровода позволяет правильно установить режим прогрева турбины и подъема частоты вращения роторов с минимальными повреждениями уплотнений. Такие подробные частотные характеристики валопроводов были получены при комплексных динамических исследованиях турбоагрегатов мощностью 200, 300, 500 и 800 МВт [14, 15, 96, 97, 104]. Проведение экспериментов потребовало использования специальной аппаратуры с непрерывной записью амплитудно-частотных характеристик (см. гл. 1). Пример экспериментально полученных частотных характеристик для турбоагрегата К-300-240+ТГВ-300 дается на рис. 3.4.

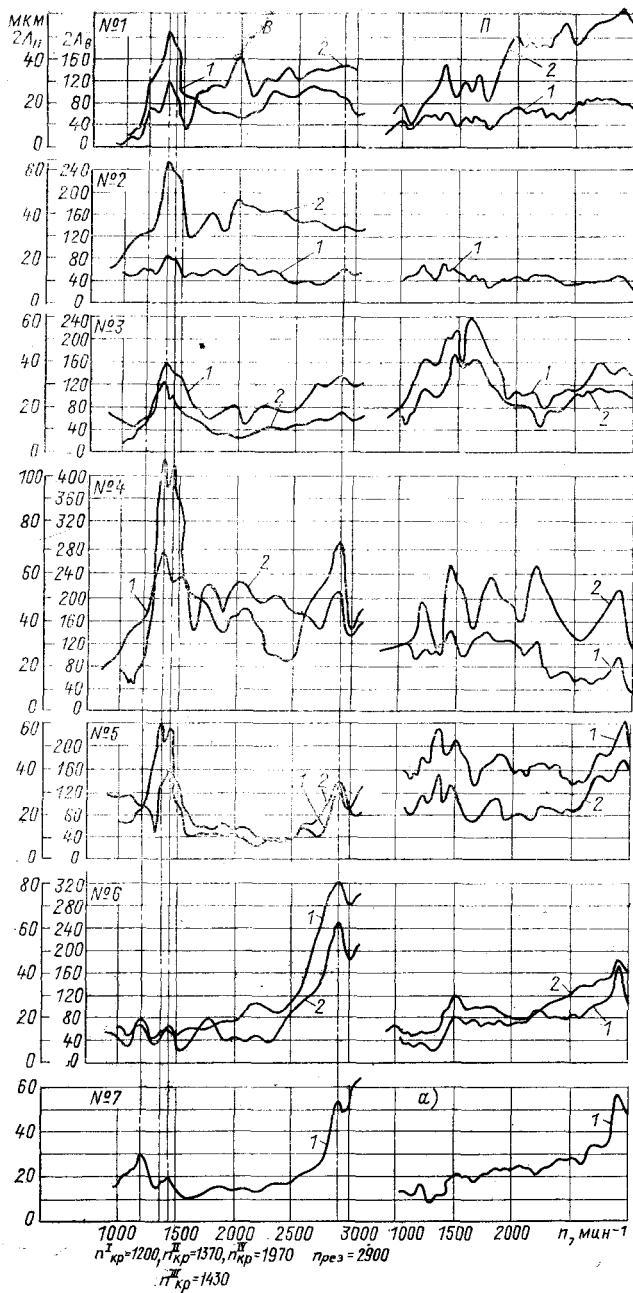
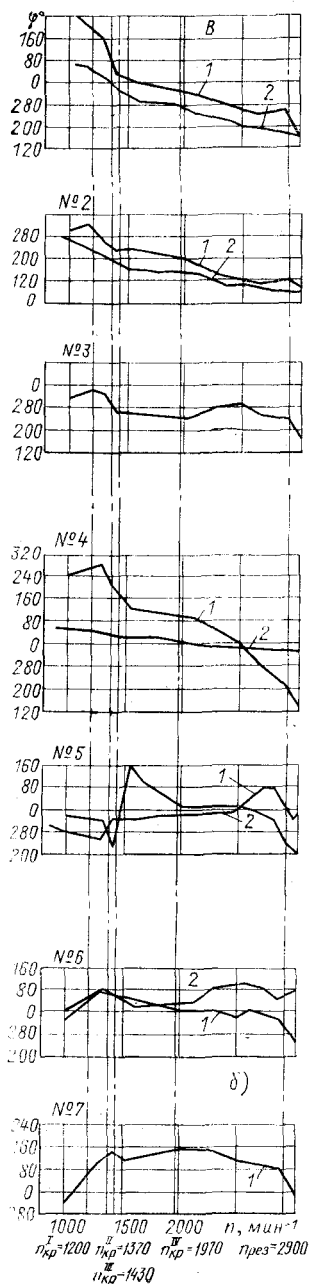


Рис. 3.4. Частотные характеристики колебаний системы валопровод — опоры турбоагрегата К-300-240+ТГВ-300 ХТГЗ—ЭТМ.

a — амплитудно-частотные; b — фазо-частотные; $2A_{\text{д}}$ — $2A_{\text{в}}$ — соответственно размахи виброперемещений подшипников и вала; n — частота вращения; φ — относительная фаза вибрации; 1—7 — номера опор подшипников над кривыми: 1 — вибрация подшипника; 2 — вала; B , Π — соответственно вертикальные и поперечные компоненты вибрации.



В табл. 3.1 представлены расчетные¹ и экспериментальные значения критических частот типовых отечественных турбоагрегатов.

Как видно из табл. 3.1, для турбоагрегатов мощностью 200 МВт отклонение расчетного значения первой критической частоты колебаний ротора генератора (в системе валопровода) от экспериментальной составило примерно 9,5%, для РСД турбины — примерно 8%, а для РНД турбины — всего около 5%; расчетные и экспериментальные критические частоты РВД турбины практически совпали.

Небольшие отклонения действительных критических частот валопроводов турбоагрегатов 200 МВт от расчетных облегчили задачу ввода этих машин в эксплуатацию.

Иные результаты были получены, например, при исследовании виброхарактеристик турбоагрегатов К-300-240+ТГВ-300, которые дали существенные расхождения с расчетными: для ротора генерато-

¹ Расчетные значения даны заводами-изготовителями.

Таблица 3.1. Расчетные и экспериментальные значе

Турбоагрегат	Генератор				РНД-3	
	I $n_{кр}$		II $n_{кр}$		I $n_{кр}$	
	Р	Э	Р	Э	Р	Э
К-200-130+ТГВ-200	20,1	22,0	22,8	—	—	—
К-300-240+ТГВ-300	22,75	20,0	—	—	—	—
К-300-240+ТВВ-320-2	15,0	15,5	45,0	45,8	—	—
К-500-240-1+ТГВ-500	22,7	19,2	79,3	—	—	—
К-500-240-2+ТГВ-500-2	17,6	19,5	44,0	47,3	—	—
К-800-240-2+ТГВ-800	12,5	12,0	36,7	35,0	30,0	29,2

Примечание. $n_{кр}^I, n_{кр}^{II}$ — соответственно первая и вторая критические частоты;

ра — до 12%, для РСД турбины — 11%, для РВД турбины — до 9%, а для РНД турбины — 24%. Таким образом, предполагаемое расчетное рассредоточение для турбин первых двух собственных форм колебаний примерно на 5 Гц не подтвердилось; выявилось почти полное совпадение частот этих двух собственных форм колебаний, причем на частоте, составляющей примерно половину рабочей частоты.

Причиной столь значительного расхождения расчетных и экспериментальных значений критических частот колебаний РСД—РНД турбин оказалась существенно более высокая динамическая податливость встроенных в выхлопные патрубки опор подшипников.

Иная картина характерна для турбоагрегата К-300-240+ТВВ-320-2. Здесь наблюдается хорошее совпадение расчетных и экспериментальных критических частот ротора генератора и РНД турбины и более плохое — РСД и РВД турбины.

Переход на фундаменты с более жесткими поперечными ригелями, введение дополнительных колонн под опорами турбин (у турбоагрегата К-500-240-2), совершенствование метода расчета позволили существенно уменьшить отклонение результатов расчета от действительных значений критических частот колебаний турбоагрегата (К-500-240-2, К-800-240-2), а главное — отстроить систему от резонанса с рабочей частотой вращения.

Таким образом, динамические характеристики опорных конструкций турбоустановки имеют решающее значение для ее вибрационного состояния.

ния критических частот колебаний турбоагрегатов, Гц

РНД-2		РНД-1		РСД		РВД	
I $n_{кр}$		I $n_{кр}$		I $n_{кр}$		I $n_{кр}$	
Р	Э	Р	Э	Р	Э	Р	Э
—	—	36,7	34,7	33,7	31,2	43,0	42,0
—	—	31,3	23,8	25,75	22,8	36,0	32,8
—	—	32,7	31,7	31,9	26,3	34,65	30,0
32,7	25,7	35,2	26,7	38,7	30,0	29,0	27,2
40,8	40,0	40,8	40,0	26,8	27,5	31,8	32,5
31,5	30,0	31,2	29,2	27,7	26,7	28,2	28,3

Р — расчетные значения; Э — экспериментальные значения.

Конструкция опор не позволяет расчетным путем определять их частотные характеристики, поэтому единственным способом является экспериментальный — при возбуждении колебаний с помощью упомянутых выше вибраторов или при работе турбоагрегата с переменной частотой вращения. Поскольку масса ротора и возникающие при собранном валопроводе связи во время испытаний изолированных опор не могут быть учтены, для эксплуатации более важны результаты, полученные во время работы турбоустановки. Динамические усилия в опорах обычно невелики и составляют в среднем не более 10% статистических нагрузок.

До недавнего времени в СССР не существовало специальных требований к вибрационным характеристикам фундаментов. Так, нормы СН-18-58 [43] разрешали не производить расчеты на колебания фундаментов под турбоагрегаты и электрические машины с рабочей частотой вращения, превышающей 1000 мин⁻¹. По действующим техническим условиям ТЭП [2] применялся расчет фундамента на вынужденные колебания, причем рассчитываемые элементы фундамента рассматривались как система с одной степенью свободы. Поскольку на самом деле фундамент представляет собой сложную пространственную систему со многими степенями свободы, при расчетах полагают, что в диапазоне от нуля до рабочей частоты вращения имеется целый ряд резонансов неизвестных частот, поэтому расчет вынужденных колебаний фундамента проводился в предположении, что каждая анализируемая частота — резонансная [2]. Необходимые при расчетах декременты затухания колебаний фундамента определялись экспериментальным путем [64]. Наиболее существенным недостатком данного метода было отсутствие учета жесткости конструкции. Допускаемые размахи виброперемещений фундаментов по техническим условиям ТЭП устанавливались в пределах 40—60 мкм. Вследствие приближенности расчетных методов они не могли служить надежным критерием оценки вибрации фундамента. Однако заложенные по этому методу запасы

за счет принятия каждой расчетной частоты колебаний за резонансную обеспечивали в целом хорошие виброхарактеристики фундаментов.

В последние годы многими организациями созданы более надежные упрощенные методы расчетов фундамента. Так, по новому методу ТНИСГЭИ [4] в качестве расчетной схемы принимается пространственная рама с жестко заделанными внизу стойками, несущая сосредоточенную массу в середине каждого пролета. В расчетной схеме, таким образом, не учитываются распределенные массы и упругость грунта основания. Учет жесткости статоров турбоагрегата учитывается приближенно путем введения приведенных жесткостей отдельных элементов фундамента и предположения о синфазности колебаний продольных балок. Учет только дискретных масс позволяет определить частоты лишь низших тонов свободных колебаний этих элементов, если их рассматривать как однопролетные балки с упруго заделанными опорами, т. е. получить максимальные амплитуды колебаний. По одному из приближенных методов, разработанных ВНИИГ [136], реальная конструкция также заменяется системой сосредоточенных масс, однако предполагается, что они распределены в узлах, связывающих отдельные элементы в целую конструкцию (метод конечных элементов). Составленная на основании упомянутой приближенной модели программа динамических расчетов включает определение матриц жесткости и масс, собственных частот колебаний, амплитуд перемещений и внутренних усилий.

Наряду с приближенными методами в ЛПИ завершена разработка точного метода расчета фундамента [134]. Согласно этому методу фундамент рассматривается как пространственная рамная конструкция, состоящая из стержней постоянного сечения. Предполагается, что стержни совершают изгибные колебания в двух взаимно перпендикулярных направлениях, а также продольные и крутильные колебания, при этом учитываются деформации сдвига, инерция поворота поперечного сечения, продольная статическая сила в каждом стержне, внутреннее трение в материале.

Метод решения основан на определении форм и частот свободных колебаний отдельных стержней пространственной рамной конструкцией. Смещение каждого стержня представляется в виде двух слагаемых, из которых первое соответствует упругому смещению стержня при простых условиях закрепления его концов, а второе — перемещению жесткого стержня при произвольных смещениях его концов. Аналогично представляются и внутренние усилия в стержне — как сумма усилий при простых условиях закрепления и при произвольных нагрузках на концах. Составленная на языке ФОРТРАН применительно к БЭСМ-6 программа позволяет вычислить значения обобщенных усилий и перемещений от заданных гармонических обобщенных сил одновременно в 10 сечениях.

Однако из большого числа расчетных собственных частот колебаний фундамента для практики важны лишь действительно резонансные, т. е. совпадающие с рабочей или с критическими частотами вращения валопровода, а по своему характеру — достаточно интенсивные (последнее в значительной степени определяется формой колебаний). Ответ на этот вопрос по-прежнему может дать лишь эксперимент на турбоагрегате.

До появления турбоагрегатов мощностью 160 МВт и выше повсеместно сооружались монолитные железобетонные

бетонные фундаменты, основными типами которых являлись массивные стеновые и рамные фундаменты, имеющие повышенную жесткость. Подобные конструкции фундаментов отличались хорошими вибрационными характеристиками, а случаи резонансных колебаний их отдельных элементов всегда связывались или с некачественным монтажом, или с нарушением целостности фундамента.

Так, при исследовании причин повышенной вибрации статора и фундамента генератора ТВ2-100-2 было обнаружено, что высокому уровню вибрации статора данного генератора способствовало ослабление крепления его к фундаменту; последнее было вызвано нарушением целостности продольных подгенераторных балок и возникновением резонансных колебаний последних с частотой возмущения генератора (100 Гц). При снятии возбуждения и переходе на вращение в режиме холостого хода (3000 мин^{-1}) уровень вибрации резко снижался. В другом случае в результате длительной работы со значительной неуравновешенностью однотипного турбоагрегата произошло повреждение крепежа подшипников и цилиндров к фундаменту, изготовленного с дефектами. Последнее привело к нарушению целостности отдельных частей фундамента, повреждению ригелей, балок под подшипниками и цилиндрами турбины, попаданию их в резонанс с рабочей частотой вращения роторов, при этом поврежденный ригель под ЦВД турбины имел размах виброперемещений до 240 мкм, а продольные балки под ЦНД — до 60 мкм.

Более частыми случаями при проведении исследований старых турбоагрегатов были резонансы собственно стоек подшипников: например обнаружены резонансы на рабочей частоте вращения задних опор генераторов ТВ-50-2, ТВ-100-2, а также опор некоторых зарубежных машин.

С переходом на сборные железобетонные фундаменты с уменьшенными сечениями колонн и плит повысились требования к качеству изготовления фундаментов, которые зачастую не удовлетворяются. В результате, как показали исследования, имеются существенные расхождения в частотных характеристиках однотипных фундаментов, а отсутствие специальных требований к отстройке фундаментов от резонанса привело к тому,

что в эксплуатацию были приняты фундаменты с резонирующими опорными элементами, повышающими общий уровень вибраций турбоустановки и обладающие к тому же недостаточной жесткостью.

Иллюстрацией сказанному выше являются полученные экспериментально резонансные частоты колебаний опор турбоагрегатов, представленные в табл. 3.2.

Сопоставление представленных в табл. 3.2 данных с результатами, например, наладочных работ по устранению повышенной вибрации турбоагрегатов 200 МВт позволяет заключить, что к числу не вполне удачных конструкций системы опоры — сборный монолитный фундамент для некоторых турбоустановок этого типа следует отнести:

систему опоры — поперечный ригель — колонна фундамента, несущие задний подшипник РСД турбины (№ 3), что усугубляется чрезмерной податливостью расположенного рядом подшипника РНД (№ 4), встроенного в выхлопной патрубок турбины;

опорную конструкцию у подшипников генераторов (№ 6 и 7): основанием опорных подшипников служат лобовые щиты корпуса статора, опирающегося через продольные балки на колонны фундамента.

Как показали результаты исследований 15 турбоагрегатов данного типа, перечисленные узлы систем опоры — элементы фундаментов работают в резонансе с рабочей частотой колебаний. И хотя общая динамическая надежность анализируемого фундамента не вызывает сомнения [3], работа указанных узлов в условиях резонанса осложняла виброналадку турбоагрегатов мощностью 200 МВт и являлась главной причиной невыполнения норм ПТЭ по вибрации для ряда машин этого типа.

Большинство исследованных турбоагрегатов 300 МВт имело монолитные фундаменты рамно-стенового типа с нижней сплошной плитой; было построено также несколько фундаментов с заменой нижней плиты балочными ростовками.

При анализе частотных характеристик системы валопровод — опоры турбоагрегата К-300-240 + ТГВ-300 был также обнаружен ряд резонансных состояний опор (см. табл. 3.2), важнейшим из которых явился резонанс системы валопровод — опоры РСД — РНД турбин в зоне, близкой к рабочей частоте вращения (см. рис. 3.4), —

2900 мин⁻¹. Колебания опор и соответствующих участков валопровода при этом происходят в одной фазе. Эта синфазность прослеживается от момента прохождения совмещенных критических частот вращения (примерно 1500 мин⁻¹) и особенно наглядно видна на циклограммах колебаний центра тяжести сечения вала. Проведенные позднее расчеты показали возможность снижения до этого уровня второй критической частоты вращения РНД.

Для отстройки от резонансных колебаний на рабочей частоте вращения и рассредоточения критических частот вращения роторов турбин заводом было проведено повышение жесткости опорных конструкций РНД путем приваривания к выхлопным патрубкам турбин дополнительных ребер жесткости. Исследования, проведенные до и после ужесточения опор, показали, что это мероприятие привело к снижению податливости опор (см. табл. 2.1), что в целом благоприятно сказалось на уровне их вибрации и ликвидировало ряд дополнительных резонансов на промежуточных частотах.

Резонансы систем опоры — фундамент вдали от рабочей частоты вращения нежелательны лишь при совпадении с критическими частотами валопровода (например, у опор РВД—РСД вблизи 1400 мин⁻¹, где происходит раздвоение резонансных пиков и расширение области резонанса).

Для турбоустановки К-300-240+ТВВ-320-2 наиболее неприятным фактом явились резонансные колебания системы фундамент—передняя опора генератора (№ 6) в вертикальных и осевых плоскостях с частотами 50 и 100 Гц; в связи с этим заводом было проведено повышение жесткости этой опоры.

Наиболее неудачными при виброналадке турбоагрегата К-500-240-1 оказались собственные колебания встроенных опор вблизи рабочей частоты вращения, а также колебания продольных балок фундамента под статором генератора на частоте, близкой к 100 Гц. Попытка отстройки от резонанса опор РНД турбины путем их ужесточения дала незначительное увеличение степени отстройки. Кроме того, в процессе эксплуатации турбоустановки выявилась недостаточная стабильность верхнего строения фундамента, чему, по всей вероятности, способствовала установка колонн фундамента на ростверках без массивной плиты. Все эти недостатки

Таблица 3.2. Резонансные частоты

Турбоагрегат	Номер	
	1	2
Вертикальная		
К-200-130 + ТГВ-200	28,0; 38,0	28,0; 37,3; 48,0
К-300-240 + ТГВ-300	23,3; 38,3; 43,3—45,0	23,3; 29,0; 38,0
К-300-240 + ТВВ-320-2	20,0; 25,0; 41,7	20,0; 41,7
К-500-240-1 + ТГВ-500	14,0; 23,3; 29,0; 35,8; 46,0	15,8; 21,0—22,5; 35,0; 45,8
К-500-240-2 + ТГВ-500-2	25,5; 35,0	21,6; 23,3; 29,0; 35,8; 46,7
К-800-240-3 + ТВВ-800	12,0; 13,0; 20,0; 21,0; 33,0—37,0; 40,0; 41,7; 46,0	13,3; 20,0—21,0; 33,0—37,0; 40,0; 41,7; 46,0
Горизонтальная		
К-200-130 + ТГВ-200	—	33,0; 37,0
К-300-240 + ТГВ-300	33,0; 43,0—45,0	—
К-300-240 + ТВВ-320-2	34,0—35,0	51,7
К-500-240-1 + ТГВ-500	17,5; 27,5; 31,0; 45,0	20,0; 27,5; 45,0
К-500-240-2 + ТГВ-500-2	17,0; 30,3; 37,0; 42,5	17,5; 23,0; 25,3; 27,7; 39,0; 45,7
К-800-240-3 + ТВВ-800	16,7—19,0; 26,0; 27,0—29,0; 31,0; 41,0	16,7—19,0; 26,0; 27,0—29,0; 41,0

Турбоагрегат	Номер	
	6	7
Вертикальная		
К-200-130 + ТГВ-300	26,0; 38,0—38,7; 46,7	50,0; 52,7
К-300-240 + ТГВ-300	36,7; 48,0; 53,0	48,0; 51,7
К-300-240 + ТВВ-320-2	38,0—40,0	23,3; 40,0; 53,3
К-500-240-1 + ТГВ-500	16,0; 47,5	23,0; 36,0; 47,5
К-500-240-2 + ТГВ-500-2	22,3; 27,0; 35,3	22,5; 32,8; 45,8
К-800-240-3 + ТВВ-800	12,0; 13,0; 31,0; 33,0—37,0; 40,0	12,0; 13,0; 20,0—21,0; 33,0—37,0; 40,0; 41,7
Горизонтальная		
К-200-130 + ТГВ-200	38,0—38,7	—
К-300-240 + ТГВ-300	36,7—48,0	48,0
К-300-240 + ТВВ-320-2	38,0—40,0; 51,0	34,0—35,0; 51,0
К-500-240-1 + ТГВ-500	20,0; 45,0; 51,7	20,0; 34,0; 45,0; 51,7
К-500-240-2 + ТГВ-500-2	22,0; 26,6; 33,3; 42,5	23,3; 33,3
К-800-240-3 + ТВВ-800	16,7—19,0; 25,0; 26,0; 27,0—29,0; 31,0; 34,0; 41,0	16,7—19,0; 25,0; 26,0; 27,0—29,0; 34,0

колебаний опор, Гц

опоры

3	4	5
---	---	---

плоскость

28,0; 36,3; 46,5	26,3; 28,0; 38,0; 48,0; 51,7	
	29,5; 35,0—36,6; 48,0	31,7—43,3; 48,0—49,0
20,0—21,7; 33,3—51,7	33,3; 39,0; 51,0	25,0; 51,7
35,0; 47,5	28,0; 35,0; 41,0; 47,5	34,0; 36,7; 41,0; 47,0
19,0; 22,7; 29,5; 34,8	18,7; 23,3; 30,0; 38,3; 46,0	23,3; 26,6; 32,0; 35,0; 48,3
13,3; 20,0—21,0; 31,0; 33,0—37,0; 46,0	13,3; 20,0—21,0; 31,0; 33,0—37,0; 46,0	12,0; 13,0; 31,0; 33,0—37,0; 40,0

плоскость

27,0	27,0; 37,0; 47,0; 51,7	
23,0; 45,0	29,5; 35,0—36,7; 48,0	29,0; 48,0—49,0
19,0—20,0; 51,7	19,0—20,0; 39,0	41,0; 51,7
22,5; 45,0; 51,0	20,0; 45,0; 51,7	32,5; 37,5; 45,0
17,5; 23,0; 26,0; 30,6; 36,3; 41,6	19,0; 25,0; 36,6; 43,7	23,3; 29,0; 33,3; 46,7; 51,7
15,0; 25,0; 26,0; 34,0	15,0; 25,0; 26,0; 34,0	16,7—19,0; 25,0; 26,0; 27,0— 29,0; 31,0; 34,0; 41,0

Продолжение табл. 3.2

опоры

8	9	10
---	---	----

плоскость

—	—	—
—	—	—
—	—	—
36,0; 38,0	40,0—41,7	—
17,5; 22,5; 26,6; 28,7; 39,7; 46,6	19,0; 22,5; 50,0	19,0; 21,0—22,0; 25,0; 30,3; 45,0
12,0; 13,0; 20,0—21,0; 33,0—37,0; 40,0; 41,7	13,0; 12,0; 48,0	13,3; 46,0; 48,0

плоскость

—	—	—
—	—	—
—	—	—
45	38,0; 45,0	—
18,3; 22,3; 35,3; 42,7	22,0; 51,7	19,2; 28,7; 46,0
16,7—19,0; 25,0; 26,0; 27—29,0; 34,0	15,0; 16,7—19,0; 27,0— 29,0; 41,0; 47,0	15,0; 16,7—19,0; 31,0; 47,0

были учтены при производстве серийных турбин К-500-240-2, для которых была выполнена значительно более удачная конструкция фундамента: последний имел усиленные сечения ригелей и балок, дополнительные колонны под опорами турбины и массивную нижнюю плиту. В результате опоры турбины этого турбоагрегата имеют наибольшую жесткость в радиальных направлениях по сравнению с опорами всех других крупных отечественных турбин (см. табл. 3.1) [15]. Тем не менее и в данном случае не удалось получить полной отстройки опор от резонанса с рабочей частотой: неудовлетворительную отстройку имеют опоры генератора, а также встроенные опоры РНД (в осевой плоскости).

Сходство динамических характеристик фундаментов турбин К-500-240-2 и турбоагрегатов К-800-240+ТГВ-800-2 позволило без применения специальных мер получить для этих турбоагрегатов уровень размаха виброперемещений опор не более 20 мкм.

Помимо разнообразных условий передачи вибрации от валопровода на фундамент различие в качестве изготовления фундамента часто приводит к весьма несимметричному распределению уровня вибрации фундаментов относительно оси машин (в горизонтальной плоскости) как по верхней плите, так и по всей высоте (рис. 3.5). Эта несимметричность увеличивается, на пример, у турбоустановок 300 МВт ЛМЗ вследствие воздействия установленного с одной стороны фундамента водоструйного эжектора — источника возбуждения колебаний фундамента с низкой частотой и большой интенсивностью (на верхней отметке 9 м размах до 80 мкм). В местах заделки нижнего основания колонн фундамента размах виброперемещений последних не превышает 15 мкм, однако при повышенных дисбалансах валопровода размах виброперемещений в этих местах может достигать 25 мкм (турбоагрегат К-500-240-1+ТГВ-500) и даже до 40 мкм (турбоагрегат К-300-240+ТГВ-300) при размахе виброперемещений опор не более 30 мкм.

Как уже упоминалось выше, при исследованиях фундаментов наблюдались случаи интенсивных резонансных колебаний продольных подгенераторных балок (на частоте 50 и 100 Гц), а также резонансных колебаний колонн под генераторами (например, под генератором

ТГВ-500); размахи виброперемещений середины некоторых колонн в поперечной плоскости достигали 80 мкм.

Как правило, действующие санитарные нормы, ограничивающие интенсивность вибрации на отметке обслуживания (верхняя плита фундамента, пол машинного зала) значением $v_{ск}=2,7 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$, не соблюдаются в связи с наличием резонирующих площадок, консолей и т. д.

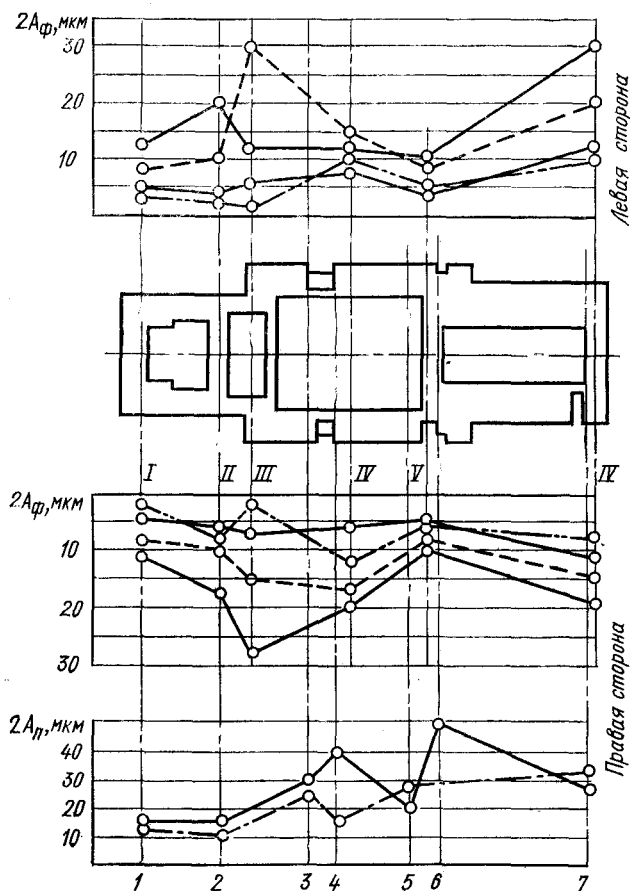


Рис. 3.5. Вибрационные характеристики фундамента турбоагрегата К-300-240+ТГВ-300 ХТГЗ—ЭТМ при номинальной нагрузке.

1—7 — номера опор подшипников; I—VI — номера рам фундамента; $2A_\phi$, $2A_\pi$ — размахи виброперемещений элементов фундамента и опор: вибрации на отметке 0: — — — — вертикальная; - - - - поперечная; вибрации на отметке 9 м: — · — — — — вертикальная; — · — — — — поперечная.

Таблица 3.3. Расчетные значения колеба

Показатель		Тип			
		К-300-240 ЛМЗ			
		Но			
		1	2	3	4
9,8 P, кН		5,4	18,3	15,4	15,0
9,8·0,2 P, кН		1,1	3,6	3,1	3,2
В	0,102 $\delta_{\text{п}}$, мкм·кН ⁻¹	1,0	2,3	2,2	4,4
	0,102 $\delta_{\text{ф}}$, мкм·кН ⁻¹	0,8	1,3	—	1,5
	2 A _{пр} , мкм	2,0	17,0	13,5	28,5
	2 A _{фр} , мкм	2,0	9,5	—	10,0
П	0,102 $\delta_{\text{п}}$, мкм·кН ⁻¹	3,9	4,5	4,2	5,9
	0,102 $\delta_{\text{ф}}$, мкм·кН ⁻¹	0,92	2,7	—	1,67
	2 A _{пр} , мкм	8,5	33,0	27,0	38,0
	2 A _{фр} , мкм	2,0	20,0	—	10,5

Примечание. P — расчетная нагрузка; $\delta_{\text{п}}$ и $\delta_{\text{ф}}$, 2A_{пр} и 2A_{фр} — соответственно фундамента; В, П — соответственно вертикальное и поперечное направления колебаний.

В целом уровень вибрации фундаментов достаточно высок, что подтверждают также результаты их специального обследования.

В связи с разработкой более совершенных методов расчета фундаментов особое значение приобретает правильность формулировки технических требований к их динамическим свойствам.

Опыт балансировки турбоагрегатов на электростанциях показывает, что предельно допустимому (по требованиям ПТЭ) размаху виброперемещений опор 30 мкм, обладающих средними значениями податливостей, соответствует дисбаланс, эквивалентный 10—15% массы ротора, приходящейся на каждую опору. С учетом необходимого при проектировании запаса эту величину можно принять равной 20%. На основании этого с использованием экспериментальных значений податливостей опор были получены расчетные значения колебаний элементов фундаментов под турбоустановки 300 МВт (табл. 3.3). Схема расположения опор представлена на рис. 3.13.

Как видно из табл. 3.3, при данных податливостях системы опоры — фундамент и возмущающей силе размахи виброперемещений опорных элементов фундамента находятся в пределах 2—12 мкм, за исключением четы-

ний элементов опор турбоагрегатов 300 МВт

боагрегат

К-300-240 ХТГЗ

мер опоры

5	6	7	1	2	3	4	5	6	7
16,2 3,25	28,4 5,7	28,0 5,6	5,5 1,1	20,0 4,0	16,6 3,3	17,8 3,6	17,8 3,6	27,9 5,6	28,1 5,6
2,2 0,74	3,6 1,0	2,4 0,7	4,8 1,8	5,9 1,3	4,1 0,5	3,4 0,9	5,2 0,3	4,1 1,1	4,0 1,3
14,5 5,0	41,0 11,5	27,0 8,0	10,5 4,0	47,0 10,0	27,0 3,5	34,0 6,5	37,0 2,0	46,0 12,0	45,0 14,5
8,8 2,78	5,5 0,74	2,4 0,44	4,0 0,9	2,9 0,9	6,8 1,3	4,1 1,1	6,0 0,6	2,6 1,3	5,6 0,9
57,0 18,0	63,0 18,5	26,0 5,0	11,0 2,0	23,0 7,0	45,0 8,5	29,0 8,0	43,0 4,5	29,0 14,5	62,5 10,0

расчетные значения податливостей и размахов виброперемещений подшипников и элементов

рех случаев: поперечных колебаний фундамента у опор № 2 и 5 турбины К-300-240 ЛМЗ, поперечных колебаний фундамента у опоры № 6 и вертикальных колебаний фундамента у опоры № 7 генератора ТГВ-300, связанного с турбиной ХТГЗ. Если в качестве дополнительного требования считать, что колебания опор не должны превосходить нормативной величины, т. е. ограничить жесткость собственно опор, то только два элемента фундамента — у опоры № 2 турбины ЛМЗ и у опоры № 6 генератора ЭТМ — будут иметь вибрацию свыше 12 мкм. Сопоставляя соотношения податливостей опор и элементов фундамента в указанных двух случаях с экспериментальными коэффициентами отношений колебаний опор и несущих их элементов фундаментов (см. табл. 2.5), видим, что использованные в табл. 3.3 податливости опор и фундамента на практике могут быть выше в 1,6—2 раза. Таким образом, предельный расчетный размах виброперемещений 12 мкм реален для всех опорных элементов существующих фундаментов под турбоагрегаты 300 МВт.

Поскольку опорными элементами встроенных опор турбин (№ 3—5) являются цилиндры, опирающиеся на фундамент на значительном удалении от места приложения возмущающей силы, требования к элементам

фундамента для этих опор должны быть жестче. Из табл. 3.3 видно, что предельный размах виброперемещений в этом случае может быть ограничен значением 7 мкм. Ограничения (по условиям эксплуатации) существуют также и для передних опор турбин, размах виброперемещений которых не должен превышать 10 мкм.

На основании полученных результатов можно сделать вывод о справедливости выработанных в свое время требований к динамическим характеристикам вновь проектируемых фундаментов под мощные турбоагрегаты, которые были сформулированы ВТИ, Союзтехэнерго, ЦКТИ и турбинными заводами: «Размах колебаний опорных элементов фундамента при возбуждающей силе вибратора, составляющей 20% массовой нагрузки на соответствующую опору в диапазоне частот 45—55 Гц, не должен превышать 12 мкм у стояковых и 7 мкм у встроенных опор, при этом размах колебаний опор не должен превосходить 30 мкм, а передней опоры — 10 мкм».

К сожалению, приведенные выше требования к фундаментам были заменены другими, лимитирующими динамическую податливость ненагруженного фундамента (РТМ 108.021-76). Согласно этим требованиям динамическая податливость элементов ненагруженного фундамента в зоне частот 2800—3400 мин⁻¹ не должна превышать 0,4 мкм·кН⁻¹ при массе ротора до 40 т и пропорционально снижаться до 0,2 мкм·кН⁻¹ при массе ротора 80 т и выше, при этом в 30% точек измерений допускается превышение указанных значений до 50%.

При составлении данных требований, по-видимому, исходили из того, что поскольку нагружение фундамента должно снижать его податливость, то при выполнении этих требований для ненагруженного фундамента динамические характеристики нагруженного фундамента будут вполне удовлетворительны. Однако при этом не учитывалось, что невыполнение этих требований для ненагруженного фундамента вовсе не означало, что нагруженный фундамент будет иметь неудовлетворительные динамические характеристики.

Иллюстрацией сказанного выше являются результаты проведенных ВТИ, УралВТИ и ЦКТИ исследований динамических характеристик ненагруженного и нагруженного фундаментов турбоагрегата К-500-240-2 + ТГВ-500-2 [15].

Исследования ненагруженного фундамента проводились после выполнения монолитных набетонок по верхнему строению до начала монтажа оборудования. Вибратор типа ВИР-12 устанавливался поочередно на каждый ригель в местах расположения опор. На всех колоннах, ригелях и продольных балках фундамента было закреплено более 150 вибродатчиков, обеспечивающих измерение пространственных колебаний фундамента и получение подробных матриц динамической податливости фундамента.

Результаты исследований показали, что уровень динамической податливости ненагруженного фундамента в ряде случаев значительно превышает значение $0,25 \text{ мкм} \cdot \text{кН}^{-1}$, заданное при расчетах ЛОТЭП, а также приведенные выше требования РТМ: для первых четырех рам динамическая податливость в вертикальном направлении соответственно равнялась 1,05; 1,4; 1,18 и $2,3 \text{ мкм} \cdot \text{кН}^{-1}$ при возбуждении ригелей в диапазоне частот 45—54 Гц, при горизонтальном возбуждении динамическая податливость этих же рам не превышала $0,25 \text{ мкм} \cdot \text{кН}^{-1}$. Большая динамическая податливость в вертикальном направлении обусловлена резонансами этих рам на рабочей частоте вращения.

Исследования динамических характеристик фундамента после установки турбоагрегата, как и следовало ожидать, показали, что нагружение фундамента массой машины и появление дополнительных связей у верхнего строения фундамента полностью изменили частотные характеристики динамической системы. В результате в диапазоне частот 48—52 Гц динамическая податливость в вертикальной плоскости, например, для первых четырех опор стала соответственно 0,22; 0,07; 0,08 и $0,035 \text{ мкм} \cdot \text{кН}^{-1}$, а в горизонтальной плоскости — не более $0,2 \text{ мкм} \cdot \text{кН}^{-1}$.

Приведенный пример убедительно показывает, что динамические характеристики нагруженного и ненагруженного фундаментов имеют существенные различия и несоответствие динамических характеристик ненагруженного фундамента требованиям РТМ вовсе не означает, что последний имеет неудовлетворительные динамические свойства: надежную оценку последних можно получить только после монтажа турбоагрегата.

В процессе вибрационных исследований фундаментов турбоагрегатов встречаются случаи их остаточных де-

формаций, что нарушает соосность валопроводов машин и приводит к необходимости их частых остановов для перецентровок. Естественно, все это отражается на вибрации машин и надежности их эксплуатации. Особенно

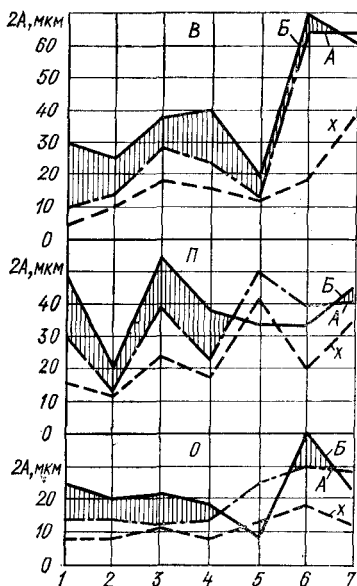


Рис. 3.6. Изменение вибраций турбоагрегата К-300-240+ТГВ-300 из-за несоосности валопровода.

А, Б — соответственно при полной нагрузке и прогревом состояния в начале и спустя 2 мес эксплуатации; **х** — холостой ход; **2А** — размах виброперемещений опор; **1-7** — номера опор; **В, П, О** — соответственно вертикальный, поперечный и осевой компоненты вибрации.

значительные и непрерывные осадочные деформации с выгибом верхней плиты фундамента происходили на одной из турбоустановок 300 МВт, при этом за три года эксплуатации этой турбоустановки суммарное опускание передней опоры РВД относительно задней опоры генератора составило 78 мм, второй опоры — 60 мм, третьей — 48 мм, четвертой и пятой — по 30 мм, шестой — 10 мм.

Осадки вызывали необходимость периодической корректировки центровки валопровода и влияли на вибрационное состояние агрегата (рис. 3.6).

На холостом ходу вибрация опор не превосходила 40 мкм. Последующее изменение вибрации после набора нагрузки и прогрева турбоустановки определялось из-

менением соосности валопровода и тепловой нестабильностью ротора генератора и РСД турбины. Дальнейший рост вибрации после стабилизации теплового состояния турбоагрегата определялся нарастающей расцентровкой валопровода вследствие воздействия осадочных деформаций фундамента. Заштрихованная на графике площадь характеризует увеличение вибрации именно вследствие указанных обстоятельств. Как показали исследования, основной причиной таких осадок явилось, с одной стороны, отсутствие должной «привязки» стандартных фундаментных конструкций к конкретным грунтовым условиям, с другой — отсутствие жестких требований к деформативности фундаментов и, как следствие, к необоснованному снижению толщины нижней плиты фундамента (до 2,5 м). Если собственно несоосность валопровода, как показали исследования, по динамическим напряжениям допускает 50—60%-ную разгрузку (см. § 3.4), то условия возникновения низкочастотной вибрации по расчетам ЛМЗ ограничивают допустимую разгрузку опор турбин 300 МВт до 25%. Дополнительным лимитирующим фактором является также условие сохранения нормальных зазоров в уплотнениях турбин. Все это оправдывает жесткие требования действующих РТМ к статическим (деформативным) свойствам фундаментов турбин, согласно которым стрела статического прогиба верхней плиты фундамента (однонаправленная кривизна) не должна превышать 1:10 000.

Если корпуса турбин вследствие их особой жесткости практически не подвержены вибрациям, то статоры генераторов, наоборот, относятся к числу вибронапряженных деталей турбоустановки.

При заданном уровне возмущающих сил повышенная вибрация статоров генераторов может возникнуть вследствие или изменения жесткостных характеристик его элементов, или неудачной конструкции.

Упомянутые выше переменные радиальные усилия взаимного притяжения ротора и статора, возникающие при вращении двухполюсного ротора генератора, стремятся деформировать статор таким образом, чтобы его сечение приобрело форму эллипса, при этом возникают колебания сердечника статора, амплитуда которых приближенно оценивается по формуле

$$A \approx \left[\frac{B_0}{5000} \right] \frac{[R + \rho]^3 \rho l}{72EI [1 - \omega/\omega_c]^2}, \quad (3.7)$$

где B_0 — индукция в воздушном зазоре; l , R , ρ — длина, наружный радиус и радиус по дну пазов сердечника соответственно; EI — жесткость шихтованного сердечника; ω — частота сил магнитного тяжения вращающегося ротора; ω_c — собственная частота изгибных колебаний сердечника.

Из формулы (3.8) видно, что наиболее целесообразный путь борьбы с вибрацией сердечников — хорошая частотная настройка последних.

На определенном этапе развития турбостроения проблема снижения вибрации статоров генераторов решалась путем создания жестких статоров, у которых собственные частоты всех основных элементов были выше удвоенного значения рабочей частоты: $\omega_c > 2\omega$.

При расчетах жесткий статор обычно рассматривался как часть кольца с углом α между местами крепления статора к фундаменту и его собственная частота определялась по формуле [32]

$$\omega_c = f(\alpha) \sqrt{\frac{EI}{m_i R_i^4}}, \quad (3.8)$$

где m_i — масса единицы длины кольца; R_i — радиус внутренней расточки статора; EI — жесткость; $f(\alpha)$ определяется по специальному графику.

Примером жесткой конструкции являются статоры генераторов ТВ2-100-2, имеющие крепление с помощью системы перегородок и сплошных ребер, что обеспечивает обычно невысокий уровень вибрации: частота собственных колебаний элементов статора выше 100 Гц. Однако у одного из исследованных генераторов этой серии вследствие слабой запрессовки активной стали частоты собственных колебаний статора оказались сниженными до 100 Гц. Высокая вибрация статора, в 4—5 раз превышающая нормальную, нарушила крепление статора к фундаменту, уменьшила, в свою очередь, жесткость элементов верхней части фундамента и вызвала сильные резонансные колебания продольных подгенераторных балок, а далее — передачу вибрации на весь турбоагрегат.

Колебания возникали при возбуждении генератора и полностью исчезали после его снятия, отличались сложным характером распределения по длине статора.

Увеличение габаритов и мощности генераторов потребовало принципиально иного подхода к обеспечению надежности конструкции. Одним из таких мероприятий явился переход на упругую подвеску сердечника к корпусу. В этом случае корпус и сердечник могут рассматриваться как два незакрепленных упругосвязанных

кольца. Если сердечник статора имеет равномерно распределенную массу и постоянную жесткость, то форма его изгибных колебаний будет синусоидальной, а частота [32]

$$\omega_c = \frac{n(n^2 - 1)}{\sqrt{n^2 + 1}} \sqrt{\frac{EI}{m_i R_i^2}}, \quad (3.9)$$

где n — число полных волн колебаний.

При характерных для статоров эллипсных колебаниях $n=2$ и

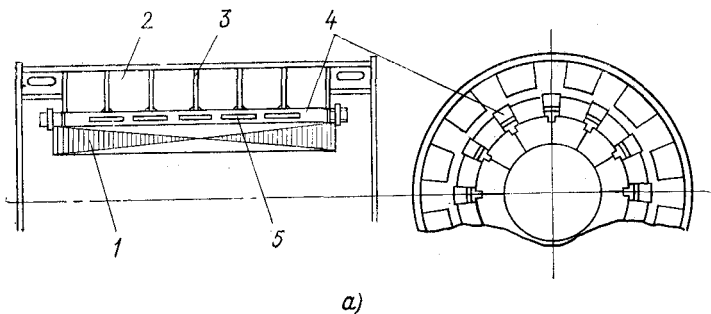
$$\omega_c = 2,68 \sqrt{\frac{EI}{m_i R_i^2}}. \quad (3.10)$$

Уравнение (3.9) дает хорошие результаты при малой относительной толщине кольца ($h/R_i < 0,1$), а в других случаях используется поправка Куля или более точное выражение Федерхофера, однако для $n=2$ уравнение частот дает достаточную точность.

В настоящее время отечественные заводы для генераторов мощностью 200, 300 МВт и более используют два основных типа упругой подвески сердечников к корпусам статоров: у генераторов серии ТВВ подвес сердечника имеет специальные прорези в ребрах подвески, причем аксиально расположенные упругие элементы подвеса совмещены со стяжными призмами, приваренными к корпусу (рис. 3.7,а); сердечники статоров генераторов серии ТГВ заключены в специальные рамы, которые крепятся к внешнему корпусу с помощью тангенциальных плоских пружин (рис. 3.7,б). Несколько иной подвес имеет статор генератора ТГВ-500, средняя часть которого опирается на фундамент с помощью специальных пружин.

Введение упругого подвеса для генераторов ТГВ-200 было весьма целесообразным, и вибрация сердечников при номинальной нагрузке стала менее 45 мкм, а корпуса — менее 30 мкм; собственная частота сердечников статоров составила примерно 140 Гц.

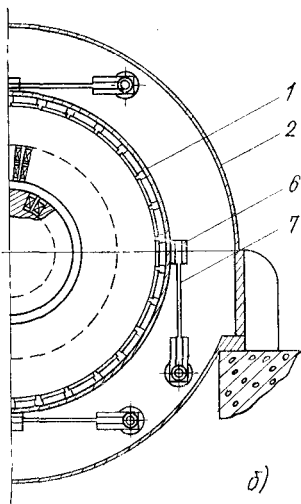
Однако у головных образцов генераторов ТГВ-300 вследствие неудачно выбранного профиля активной стали наблюдалось существенное (до 105—110 Гц) снижение собственной частоты колебаний сердечников и возникновение сильных резонансных колебаний последних. Для ликвидации этого явления потребовалось более жесткое соединение активной стали с рамой. Впоследствии



а)

Рис. 3.7. Упругий подвес сердечников статоров генераторов.

а — подвес сердечников генераторов ТВВ;
б — подвес сердечников генераторов ТГВ.
1 — сердечник; 2 — корпус статора; 3 — перегородки; 4 — ребра; 5 — продольный паз;
6 — рама; 7 — пружины.



б)

конструкция сердечника была заменена на более совершенную.

Подвес, примененный для сердечников генераторов серии ТВВ, обеспечивает хорошую отстройку частот собственных колебаний сердечников от резонанса с частотой 100 Гц.

Эффективность подвеса сердечника статора принято оценивать по соотношению колебаний сердечника и корпуса. Это соотношение зависит как от упругости подвеса, так и от собственных частот колебаний элементов системы. Если сердечники без труда могут быть выполнены в виде жесткой конструкции, то для корпусов статоров эта задача может оказаться более сложной и

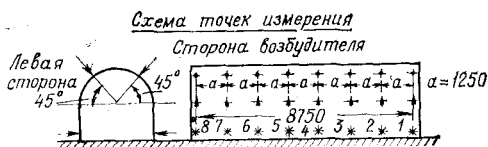
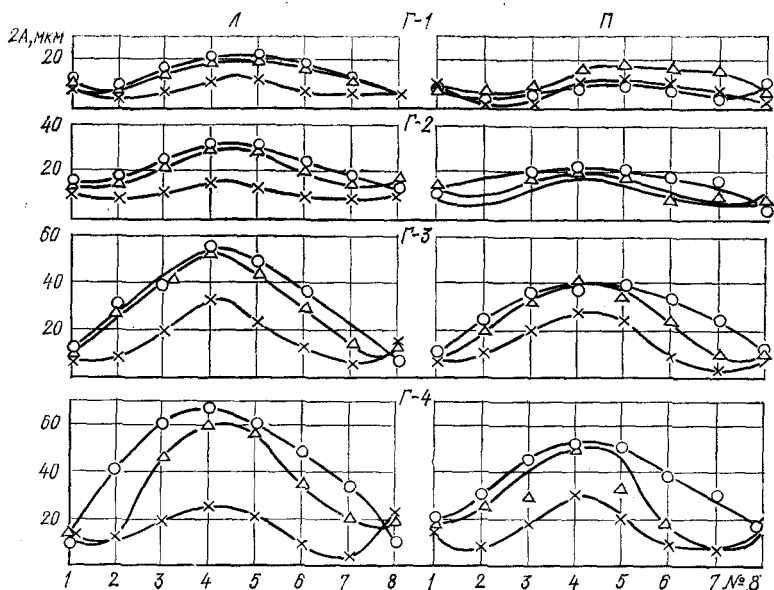


Рис. 3.8. Уровень виброперемещений корпусов статоров генераторов типа ТВВ-300. Активная нагрузка 290—300 МВт, ток ротора 2,6—2,7 кА.

2A — размах виброперемещений; № — номера точек измерения; Г-1—Г-4 — различные генераторы; Л — левая и П — правая стороны генератора.

решаться по-разному. В частности, статор генератора ТВВ-165-2, у которого частота собственных колебаний около 41 Гц, можно нормально эксплуатировать с сохранением «гибкой» характеристики (т. е. при отстройке от резонанса снизу), в то время как корпуса головных генераторов ТВВ-200-2, у которых собственная частота колебаний около 47 Гц, целесообразнее отстроить путем повышения жесткости их конструкции (за счет установки дополнительных перегородок). В целом переход на упругий подвес для статоров турбогенераторов серии

ТВВ дал снижение радиальной вибрации корпусов по сравнению с вибрацией сердечников в 2,5—4 раза, а для статоров генераторов серии ТГВ — от 3 до 5 раз. Проведенные исследования показали, что, например, максимальные размахи виброперемещений корпусов статоров генераторов ТГВ-300 находятся в пределах 20—60 мкм [в верхней части статора посередине его длины (рис. 3.8)]. Примерно того же порядка вибрации статоров генераторов серии ТВВ.

Эластичная подвеска сердечников статоров, обеспечив «внешнее благополучие» путем снижения вибрации корпусов статора, привела к возрастанию уровня перемещений сердечников статоров относительно их корпусов по сравнению с уровнем перемещений для генераторов, имевших жесткое крепление сердечников. Этому способствовал общий рост сил, действующих на лобовые и пазовые части стержней обмотки с непосредственным охлаждением (серий ТВВ и ТГВ), которые в несколько раз превосходили силы, действующие у менее мощных генераторов с поверхностным охлаждением обмотки. Последнее было связано со значительным возрастанием токов, протекающих в стержнях. Повышенный уровень электродинамических сил зачастую вызывает увеличение вибрации, приводящей к повреждению изоляции в пазовых и особенно в лобовых частях обмотки, которые по числу дефектов, встречающихся при эксплуатации генераторов, занимают одно из первых мест. Поэтому тщательность подгонки толщины стержней по ширине паза, качество их заклинивания в пазу, качество крепления лобовых частей обмотки имеют первостепенное значение.

К числу важных узлов статоров генераторов помимо корпуса и сердечника относятся наружные торцевые щиты, в которые в настоящее время монтируются водородные уплотнения. Неудовлетворительная отстройка частот поперечных собственных колебаний этих щитов от резонанса с частотой 100 Гц представляла опасность для надежной работы уплотнений, и в результате ликвидации этого дефекта путем повышения жесткости крышек существенно повысилась надежность турбогенераторов.

Выше было отмечено, что влияние электромагнитного поля генератора на уровень вибрации турбоустановки главным образом определяется появлением магнитной асимметрии ротора, чаще всего из-за витковых замыка-

ний или заземления обмотки. Реже вибрация связана с асимметричной нагрузкой, поскольку согласно ПТЭ длительная эксплуатация турбоагрегата с номинальной нагрузкой допускается при несовпадении фаз, не превышающем 10% номинального тока, т. е. в тех границах, где эти отклонения еще не будут вызывать изменения уровня вибрации. Устранение магнитной асимметрии генераторов в условиях электростанций требует проведения капитального ремонта с частичной перемоткой обмотки, а в особо тяжелых и редких случаях даже замены ротора или статора.

Особым случаем могут быть конструктивные дефекты, например повышенная неравножесткость поперечного сечения бочки ротора (вызывающая интенсивные колебания с частотой 100 Гц), неудовлетворительная конструкция статора генератора, в том числе недостаточная жесткость сердечника статора, неудачность его подвески. Подобные явления, иногда встречающиеся на головных образцах, устраняются изменением соответствующего узла генератора.

Таким образом, проблема снижения вибрации турбоагрегатов, возникающей под воздействием электромагнитных сил, по существу сводится к совершенствованию конструкции генераторов при обеспечении высокого качества изготовления последних. Возможности воздействия на них в эксплуатационных условиях весьма ограничены и в случае необходимости по существу сводятся к поддержанию оптимального с точки зрения уровня вибрации режима работы генератора и компенсации вторичных явлений, таких, как тепловой разбаланс (см. гл. 5).

3.4. ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ВИБРАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЕ ТУРБОАГРЕГАТОВ ТЕПЛОВЫЕ ДЕФОРМАЦИИ ФУНДАМЕНТОВ

В процессе пуска и эксплуатации турбоагрегатов происходит разогрев турбины, ее опор и фундамента. В результате этого возникают тепловые расширения, от равномерности которых зависит относительное положение опор подшипников, т. е. центровка валопровода. Изменение центровки, в свою очередь, вызывает перераспределение реакции опор, изменение условий работы цапф на смазочном слое подшипников (изменение дина-

мических характеристик масляного слоя) и соответствующее изменение вибрации опор подшипников.

Для проверки этого фактора были проведены исследования тепловых деформаций фундаментов и корпусов подшипников всех основных типов турбоустановок: турбоагрегата К-200-130+ТГВ-200 со сборным рамным железобетонным фундаментом длиной 31,7 м, сборным нижним балочным ростверком и массивным верхним строением; турбоагрегата К-300-240+ТГВ-300 с монолитным рамно-стеновым фундаментом, имеющим монолитные нижние плиты толщиной 1,9 м и длиной 34,7 м; турбоагрегата К-300-240+ТГВ-320-2 с фундаментом, состоящим из монолитной плиты толщиной 2 м, длиной 37 м, сборных колонн и монолитного верхнего строения; турбоагрегата К-500-240-2+ТГВ-500 с фундаментом, состоящим из монолитной плиты толщиной 3 м, длиной 50 м, сборных колонн (часть которых является непосредственной опорой подшипников турбин) и монолитного верхнего строения; турбоагрегата К-800-240-2+ТГВ-800 со сборным железобетонным фундаментом, состоящим из 10 поперечных рам, связанных продольными балками, общими габаритами $60 \times 11 \times 11$ м и нижней монолитной плитой толщиной 2 м.

Для измерения вертикальных тепловых деформаций фундаментов обычно используются гидростатические уровни типа 115-1 завода «Калибр», обеспечивающие точность отсчета $\pm 0,02$ мм при окружающей температуре до 60°C ; наиболее целесообразная схема — с одной головкой и одним бачком. Несмотря на простоту конструкции, гидроуровни требуют большой тщательности при организации и проведении измерений из-за возможного нагрева головок, появления воздушных пузырей в водяных шлангах и т. п. Поэтому для облегчения измерений и повышения их надежности в ВТИ разработан многоточечный стационарный гидроуровень с охлаждаемыми головками, лишенный отмеченных недостатков, который с успехом применялся при исследованиях [106].

Помимо гидроуровней изменение высотного положения верхнего пояса фундамента контролировалось с помощью инварных стержней. Инварные стержни (рис. 3.9) изготавливаются из инвара ЭН-36 с коэффициентом линейного расширения $\alpha = (10^{-6})\text{K}^{-1}$, что примерно на порядок меньше α для стали и железобетона; устанавливаются на всех колоннах фундамента таким образом,

чтобы место подвески соответствовало верхнему уровню фундамента (отметка 9—11 м), а нижний конец находился на уровне нулевой отметки. В качестве мерного приспособления для инварных стержней применяются плитки Иогансона, изготовленные по 1-му классу точности. Суммарная погрешность измерений деформаций этим способом не превышает $\pm 0,03$ мм.

Для контроля за процессом нагрева фундамента также проводятся измерения температуры фундамента с помощью хромель-копелевых термопар, закладываемых в толщу бетона на глубину 150—200 мм. По температуре отдельных участков фундамента можно приблизительно оценить деформации. Расположение точек измерения гидростатическими уровнями и мест установки термопар

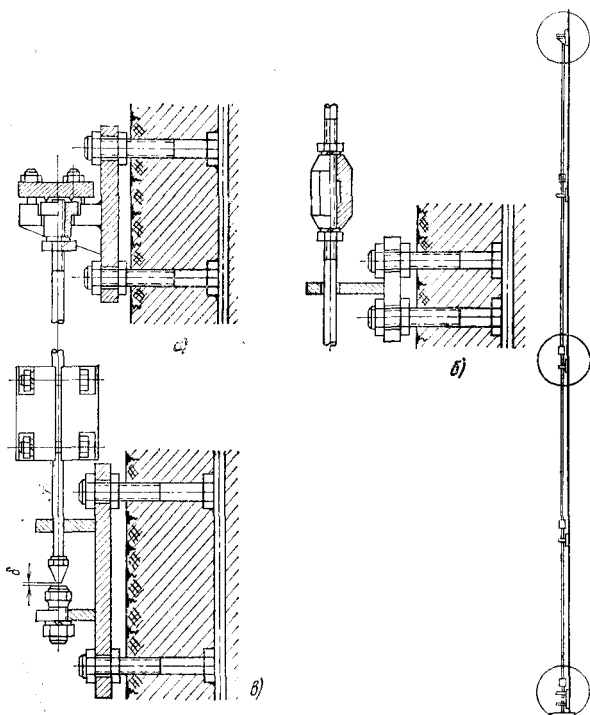


Рис. 3.9. Установка инварного стержня на фундаментной колонне.
 а — верхняя подвеска стержня; б — соединительная муфта и направляющие стержня; в — установка мерной плиты и наконечника стержня с измерительным зазором δ .

на примере исследования фундамента турбоагрегата 300 МВт ЛМЗ показано на рис. 3.10. Следует подчеркнуть, что наиболее полные результаты, учитывающие тепловые деформации не только фундамента, но и опор подшипников, получаются при установке гидроуровней непосредственно у подшипников в плоскости горизонтального разреза турбины (зачерненные точки на рис.

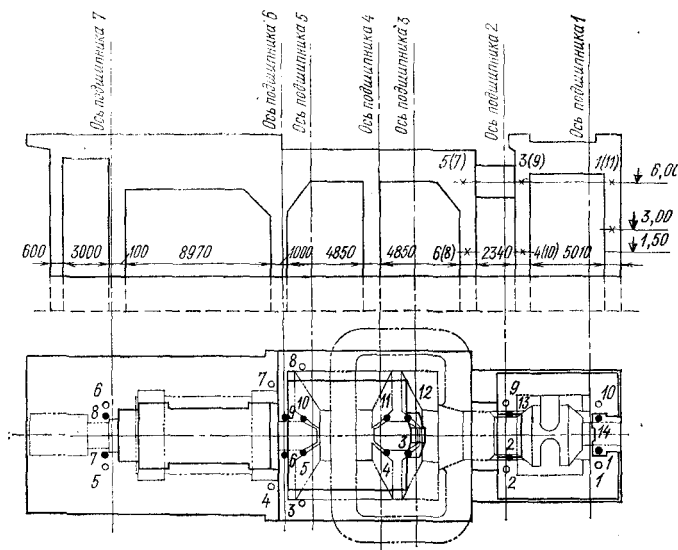


Рис. 3.10. Схема установки реперов под гидроуровни и термопары на фундаменте турбоагрегата 300 МВт.

× — места установки термпар; ● — реперы на уровне горизонтального разреза; ○ — реперы на отметке 10,2 м.

3.10). Все эти измерения проводятся параллельно с детальными измерениями вибрации по схеме, описанной в гл. 1.

Как установлено в результате проведенных исследований, основной прогрев фундамента происходит в первую неделю после пуска турбоагрегата и полностью завершается по истечении двух недель. Для охлаждения фундамента требуется не более 3—4 сут. Характер изменения температуры по высоте колонн в значительной степени определяется компоновкой тепловой схемы: зоны повышенных нагревов соответствуют верхним частям

колонн, примыкающим к ЦВД турбин, где температурный градиент достигает 30—50 °С.

На рис. 3.11 приведены результаты измерений тепловых деформаций фундамента турбоагрегата 300 МВт ЛМЗ [106]. На представленном графике по оси ординат отложены смещения точек измерения относительно условного нуля отсчета — положения точек в зоне минимальных нагревов (вблизи возбуждителя генератора — точки 5—8 на рис. 3.10).

Как видно из рис. 3.11, колонны и элементы фундамента расширялись весьма неравномерно. Результаты измерений высотных отметок верхнего пояса фундамента с помощью гидроуровня практически совпали с результатами расчетов, полученными на основании измерений его нагревов. Основная зона деформаций (вдоль оси фундамента) находится в районе ЦВД—ЦСД, в частности вблизи опоры № 2, где расположены паропроводы острого пара и регенеративного подогрева: в этой зоне относительные подъемы элементов фундамента вблизи опоры доходили до 3 мм (точка 2), несколько меньшие подъемы зафиксированы у опоры № 1 (в среднем около 2 мм), еще меньшие — у опоры № 3 (около 1,5 мм). Подъемы передней опоры генератора относительно задней незначительны, вследствие чего можно считать, что геометрическая ось генератора параллельна поверхности фундамента.

Примерно аналогичный характер имеют тепловые деформации фундаментов других мощных турбоагрегатов [15, 81, 96]. Так, относительные подъемы опор № 1—3 турбоагрегата К-300-240 ХТГЗ составили соответственно 3,0; 3,8 и 1,5 мм, турбоагрегата К-200-130 ЛМЗ 1,4; 2,1; 1,6 мм, опор № 1—4 турбоагрегата К-500-240-2 ХТГЗ 3,0; 3,5; 3,45 и 2,16 мм (РВД—РСД — четырехопорная система) и турбоагрегата К-800-240-2 2,0; 2,3; 2,6; 1,75 мм.

Деформации фундаментов в поперечной плоскости также несимметричны, что определяется влиянием конвективного теплообмена со стороны, расположенной справа от системы регенеративного подогрева питательной воды. Особенно большая разница нагревов с обеих сторон фундамента была снова зафиксирована в зоне максимального разогрева — вблизи ригеля № 2, что вызывает его дополнительные деформации: например разность смещений симметричных точек 2 и 13 (рис. 3.11)

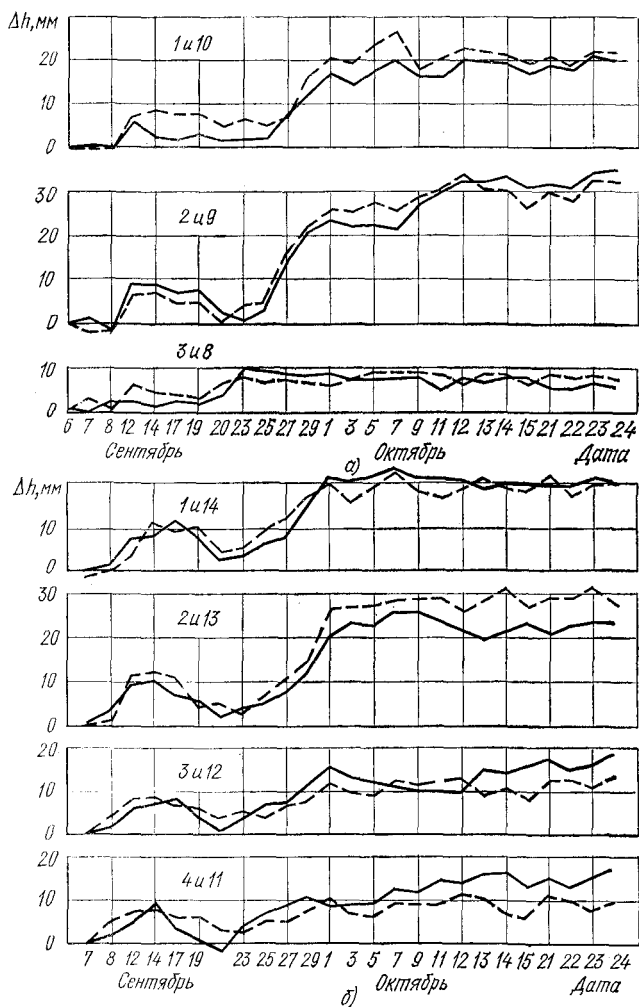


Рис. 3.11. Деформация фундамента турбоагрегата К-300-240 + ТВВ-320-2.

a — на отметке 9,5 м; *б* — на уровне горизонтального разреза турбин; 1 и 10, 2 и 9, 3 и 8 ... — номера точек измерения (см. рис. 3.10); — — — — правая сторона фундамента; — — — — левая сторона фундамента; Δh — подъем точек фундамента.

в некоторых случаях достигает 1 мм. Дополнительными исследованиями также обнаружено кручение ригелей в сторону направления расширения турбины.

Таким образом, можно заключить, что фундаменты турбоагрегатов в процессе пуска и эксплуатации, как правило, подвержены неравномерным тепловым деформациям, которые вызывают соответствующие подъемы и наклоны опор подшипников, приводящие к расцентровке валопроводов в вертикальных и горизонтальных плоскостях.

Влияние неравномерных тепловых деформаций на центровку валопровода зависит от его конструкции. При трехопорной роторной системе РВД—РСД (турбины 200 и 300 МВт), когда на ригеле № 2 размещается лишь одна опора, в результате подъема последней относительно опор № 1 и 3 происходит ее дополнительное нагружение за счет опоры № 1 и отчасти опоры № 3. При четырехопорной системе, когда на ригеле № 2 размещены задняя опора РВД (№ 2) и передняя опора РСД (№ 3), происходит одновременный подъем опор № 2 и 3. Однако вследствие происходящего при этом поворота ригеля подъем близко расположенных друг к другу подшипников № 2 и 3 вызывает дополнительное перераспределение нагрузок между ними: опора № 2 разгружается за счет нагружения опоры № 3, вследствие чего разгрузка опоры № 1 происходит уже в основном за счет опоры № 3. При этом, например, для турбины К-500-240-2 относительное смещение этих подшипников всего на 0,1 мм приводит к изменению реакции на 29,4 кН.

Следует отметить, что связанные с этим мероприятия по выравниванию температуры фундаментов турбин 500 и 800 МВт (улучшение теплоизоляции, экранировка) привели к тому, что турбины этих типов при разогреве турбоустановок уже не имеют таких «горбов» у опоры № 2, как это наблюдается у фундаментов турбоустановок мощностью 200 и 300 МВт: средний подъем опор № 2 и 3 относительно опоры № 1 у них не превышает 0,5—0,8 мм.

Для составления более полного заключения о необходимой для турбоагрегата центровки валопровода необходимо учесть влияние вакуума и массы воды в конденсаторе, также оказывающих воздействие на относительное положение опор подшипников [15, 81, 95, 106].

Конденсаторы турбин представляют собой сварные каркасы, состоящие из двух независимых секций, каждая из которых имеет пружинную опору; соединение с выхлопными патрубками турбин также сварное. Под влиянием атмосферного давления (при наборе вакуума в конденсаторе) происходит перераспределение нагрузки от массы конденсатора с нижних пружинных опор на боковые опоры ЦНД и опускание опор подшипников, опирающихся на выхлопные патрубки турбин.

Для проведения исследования влияния вакуума в конденсаторе на положение опор подшипников измерительные головки гидроуровней устанавливаются на нижней половине горизонтального разъема турбины рядом со вкладышами подшипников, встроенных в конденсатор, и подшипников, расположенных рядом с ними. Головки гидроуровней расположенных рядом подшипников соединяются вместе по воздуху и по воде и имеют общий компенсационный бак. Баки устанавливаются на сварных стойках, имеющих регулируемое по вертикали положение основания.

Вакуум измеряется ртутными вакууметрами с введением необходимых поправок на температуру окружающего воздуха и барометрическое давление.

Измерения высотных положений опор производятся при быстром срыве вакуума, что помогает избежать короблений выхлопных частей при работе на валоповороте из-за повышения температуры горловины конденсатора в процессе набора вакуума. Для большей надежности при проведении опытов осуществлялся непрерывный контроль за температурой металла выхлопных частей ЦНД турбины с помощью хромель-копелевых термопар и самописца; были зафиксированы незначительные изменения температуры, исключаящие заметные деформации конденсатора.

Влияние массы воды оценивалось путем фиксации показаний тех же гидроуровней при сливе и последовательном заполнении водой каждой половины каждого конденсатора.

Результаты вакуумных опытов (рис. 3.12) показывают, что у турбин 300 МВт ХТГЗ и ЛМЗ максимальной деформации подвергается выхлопная часть ЦНД второго потока, поскольку она несет наибольшую массовую нагрузку, соответствующую, по существу, воздействию одной из половин конденсатора. Несколько меньше опускаются задние подшипники ЦСД (опоры № 3). Опоры подшипников № 5 оказались наиболее жесткими, поскольку расположены близко к поперечным ригелям фундаментов и на них приходятся меньшие составляющие массовых нагрузок от конденсаторов. Наиболее жесткую установку опоры № 5 имеет турбина К-300-240 ХТГЗ.

Дополнительные вакуумные опыты на однотипных турбинах дали достаточно близкие результаты, вслед-

ствие чего можно считать, что средние значения опусканий опор № 3, 4 и 5 турбин 300 МВт ЛМЗ и ХТГЗ составляют соответственно 0,45; 0,6; 0,25 мм, что на порядок превышает существующие нормы на центровку полужестких муфт.

Менее существенным оказалось влияние вакуума на опоры турбин 200 МВт ЛМЗ, что, в первую очередь, можно объяснить меньшими размерами консолей (расстояний от осей подшипников до опорных элементов фундамента).

Влияние вакуума для турбин К-500-240-2 по опорам № 5—8 двух ЦНД составило соответственно 0,11; 0,29;

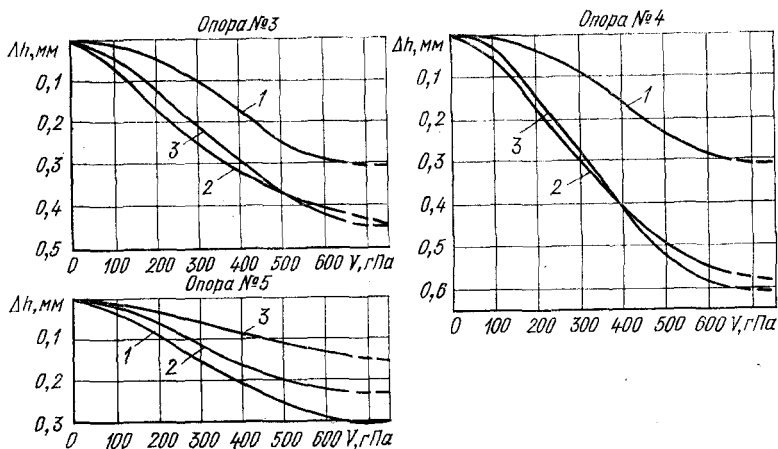


Рис. 3.12. Опускание опор ЦНД турбин под влиянием вакуума в конденсаторе.

1 — турбина К-200-130 ЛМЗ; 2 — турбина К-300-240 ЛМЗ; 3 — турбина К-300-240 ХТГЗ; Δh — опускание; V — вакуум в конденсаторе.

0,31 и 0,42 мм. Примерно такие же результаты получены и по турбине К-800-240-2.

Измерения опусканий подшипников под влиянием циркуляционной воды в конденсаторе показали, что значения смещений составляют для опор подшипников № 3, 4 и 5 соответственно 0,07; 0,08; 0,02 мм для турбин К-300-240 ХТГЗ и 0,08; 0,12; 0,02 мм для турбин К-300-240 ЛМЗ.

У турбины К-200-130 зафиксировано лишь смещение опоры № 4, равное 0,12 мм. У турбины К-500-240-2

по опорам № 5—8 смещения составили соответственно 0,08; 0,04; 0,04 0,09 мм. На рис. 3.13 показана схема положения роторов турбоагрегатов при типичных эксплуатационных расцентровках.

Наиболее радикальный способ борьбы с неравномерными тепловыми деформациями фундаментов — бо-

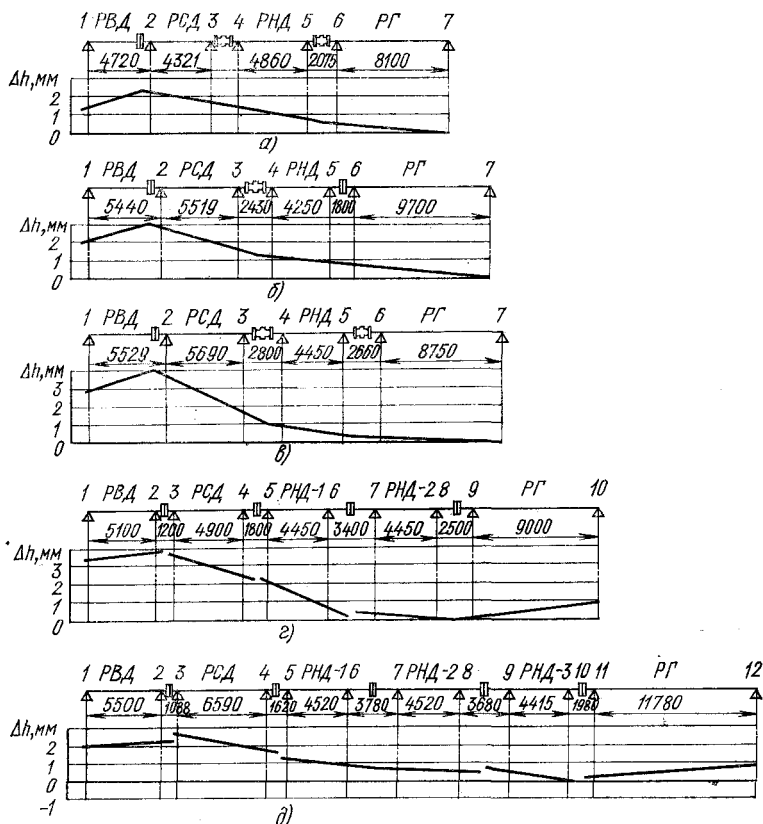


Рис. 3.13. Вертикальные смещения (Δh) опор и валопроводов турбоагрегатов в процессе эксплуатации.

Турбоагрегаты: а — К-200-130+ТГВ-200; б — К-300-240+ТГВ-300; в — К-300-240+ТБВ-320-2; г — К-500-240+ТГВ-500-2; д — К-800-240+ТБВ-800.

лее правильная компоновка паропроводов и элементов фундамента, обеспечивающая наилучшие условия теплоизоляции последнего, а также повышение качества

самой теплоизоляции. Если несмотря на принятые меры тепловые перекосы сохраняются, возможна экранировка фундаментов путем заделки в толщу колонн специальных змеевиков, через которые пропускается охлаждающая вода. При необходимости экранировки уже сооруженных фундаментов можно применять навесные экраны. Однако экранировка фундамента в любом ее виде наиболее удачно может быть осуществлена на стадии проектирования, а также при монтаже турбоагрегатов и значительно затруднена на эксплуатируемых турбоагрегатах. Поэтому до принятия радикаль-

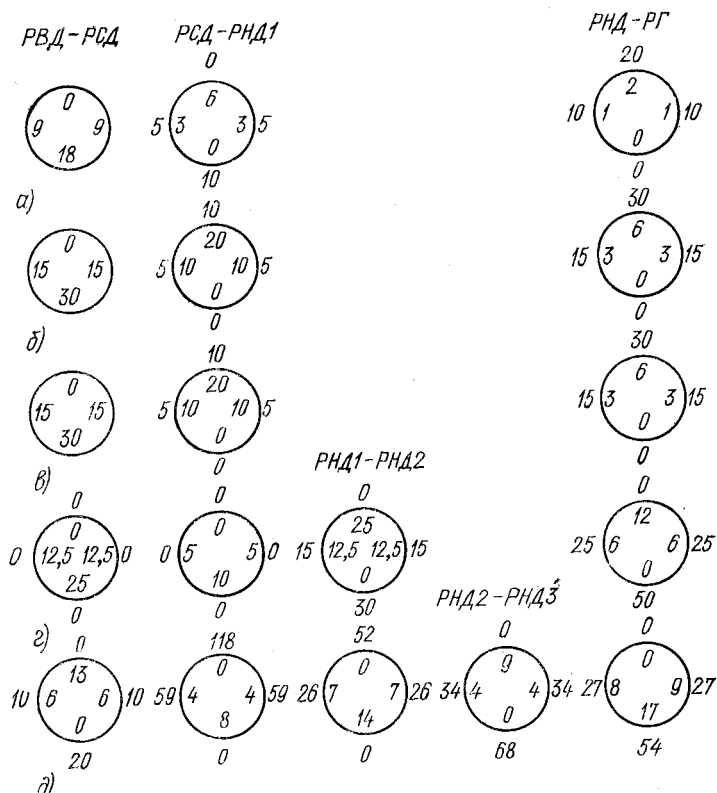


Рис. 3.14. Поправки на центровку валопроводов для компенсации влияния тепловых деформаций фундамента, вакуума и массы воды в конденсаторе. (Внутри кружков даны цифры коррекции торцевой расцентровки, по периферии — радиальной, мм · 10⁻²).

а — д — см. рис. 3.13.

ных мер целесообразно использовать результаты исследований эксплуатационных расцентровок для внесения корректив по сборке валопроводов при монтаже турбоагрегатов или их ремонте. Пример центровок с учетом эксплуатационных факторов представлен на рис. 3.14. В результате такой центровки валопровод будет испытывать повышенные напряжения лишь при пуске турбины до ее разогрева, а затем будет работать в оптимальных условиях. Однако при внесении корректив необходимо считаться с существованием других факторов, например с возможностью появления низкочастотной вибрации (см. гл. 6), и окончательная оптимальная центровка валопровода является известным компромиссом, учитывающим все стороны работы подшипников и валопровода турбины.

Условия работы смазочного слоя подшипников турбин

Непосредственным следствием неравномерных тепловых деформаций фундаментов турбоагрегатов, влияния вакуума и массы воды в конденсаторе является перераспределение реакций, нагруженности опор, изменение условий работы смазочного слоя подшипников. Естественно, что существующие методы расчета и данные стендовых испытаний не в состоянии в полном объеме учесть действительные условия эксплуатации подшипников в системе многоопорных жесткосвязанных элементов валопровода. Поэтому фактические условия работы подшипников при расцентровках валопроводов, изменении нагруженности подшипников и связанном с этим изменении динамических характеристик, влияющих на вибрационное состояние агрегата, можно получить лишь путем проведения экспериментов в условиях эксплуатации турбоустановок.

Метод заключается в измерении статических давлений в различных точках нижних половин вкладышей подшипников путем дренирования масляного клина и сопоставления полученных данных со значениями одновременно контролируемых изменений высотных положений опор (расцентровок) турбоагрегата. Выбор точек измерений целесообразно производить на основании теоретического распределения давления в масляном клине подшипников.

Изменение давления смазки по длине и ширине рабочей поверхности подшипника может быть изображено выпуклой поверхностью. Давление в каждой точке этой поверхности определяется функциональной зависимостью [52]

$$p = Cp_{\infty} \left[1 - \left(\frac{2z}{L} \right)^2 \right], \quad (3.11)$$

где p_{∞} — давление в подшипнике бесконечной длины; L — длина подшипника; z — текущая координата вдоль оси подшипника, отсчитываемая от его середины; C — коэффициент, учитывающий снижение давления в среднем сечении подшипника из-за его конечной длины.

Исходя из (3.11), оптимальное расположение точек измерения вдоль длины вкладыша в первом приближении — параболическое, симметричное относительно середины. Следовательно, наименьшее число точек измерения вдоль оси вкладыша — три: одна — в центре, а две другие — на равном расстоянии от него. Поскольку при перекосе цапф относительная толщина масляного слоя h/δ (h — толщина слоя, δ — зазор в подшипнике) — линейная функция от z [53], то периферийные точки измерения лучше всего располагать по возможности ближе к краям подшипника. Считая, что для реальных условий перекос цапф вызовет сокращение рабочей поверхности не более чем на 20%, крайние точки измерения давления целесообразно располагать на расстоянии примерно $0,3L$ от центров вкладышей.

Выбор осевого сечения расположения точек измерения давления определяется стремлением получить максимальную чувствительность эксперимента, что требует расположения указанных точек в зоне максимального давления.

При установлении зоны максимальных давлений целесообразно рассматривать среднюю плоскость ($z=0$); в этом случае уравнение (3.11) приобретает вид:

$$p = Cp_{\infty}. \quad (3.11a)$$

По данным [19]

$$C = \frac{1}{\frac{4}{5} \left[1 + a \left(\frac{d}{L} \right)^2 \right]} \quad (3.12)$$

и в широком диапазоне изменения относительного эксцентриситета $\kappa=0,33 \div 0,95$ величина a равна:

$$a = 0,12 + 2,31(1 - \kappa). \quad (3.13)$$

Для подшипников крупных турбин при обычном значении $d/L=0,7$ значение $\kappa=0,9 \div 0,8$ и коэффициент C изменяется всего на 17%. Это позволяет при качественной оценке кривой распределения давления воспользоваться известными данными для подшипника бесконечной длины, максимум давления у которого находится в плоскости, составляющей с вертикалью по направлению вращения цапфы при $\kappa=0,8$ угол, равный примерно 20° , и при $\kappa=0,975$ — угол, равный примерно 7° [141].

Данные экспериментальных стендовых исследований опорных подшипников турбин показывают, что в боль-

шинстве случаев плоскость наибольшего давления масляного клина при частоте вращения 3000 мин^{-1} действительно находится под углом $0-20^\circ$ к вертикали. Этот сектор и целесообразно использовать при подобных экспериментах в натуральных условиях.

Подгонка вкладышей к цапфам в холодном состоянии обеспечивает благоприятные условия работы подшипников при первоначальном пуске, когда турбина и фундамент еще не прогрелись. Однако в дальнейшем, в условиях нерасчетного режима, связанного с изменением высотного положения опор, вкладыши подшипника турбин начинают работать с неравномерным прилеганием поверхностей трения.

В качестве иллюстрации на рис. 3.15 представлены результаты исследований давления в масляном клине подшипника № 2 турбины К-300-240 ЛМЗ при переменной частоте вращения. В связи с быстрым возрастанием частоты вращения в диапазоне $0-600 \text{ мин}^{-1}$ во время пуска турбины эта зона исследовалась только при выбеге.

Как видно из схемы расположения точек измерений, в нижних половинах опорных вкладышей каждого подшипника турбины было сделано девять отверстий диаметром 2 мм — по три симметричных отверстия в трех осевых плоскостях, расположенных под углами 5, 10 и 15° к вертикали (в направлении вращения ротора). Указанные отверстия с помощью импульсных линий подключались к датчикам давления с самописцами, а параллельно им — к образцовым манометрам.

Анализируя представленные на рис. 3.15 кривые, можно сделать вывод, что распределение давлений в масляном клине имеет неравномерный характер во всех плоскостях: подшипник работает с перекосом, с максимумом нагрузки в сторону треугольника, образованного точками 16, 17, 18. Особенно значительные перекосы наблюдаются при остановке турбины. Аналогичный характер имеют кривые и для других подшипников; они отличаются лишь количественными значениями давлений и положениями максимумов давлений по поверхности вкладышей.

Из рассмотрения кривых давлений в масляном слое можно заключить, что при вращении вала с частотой ниже $500-600 \text{ мин}^{-1}$ возникает существенное повышение давления, что объясняется ограниченностью рабо-

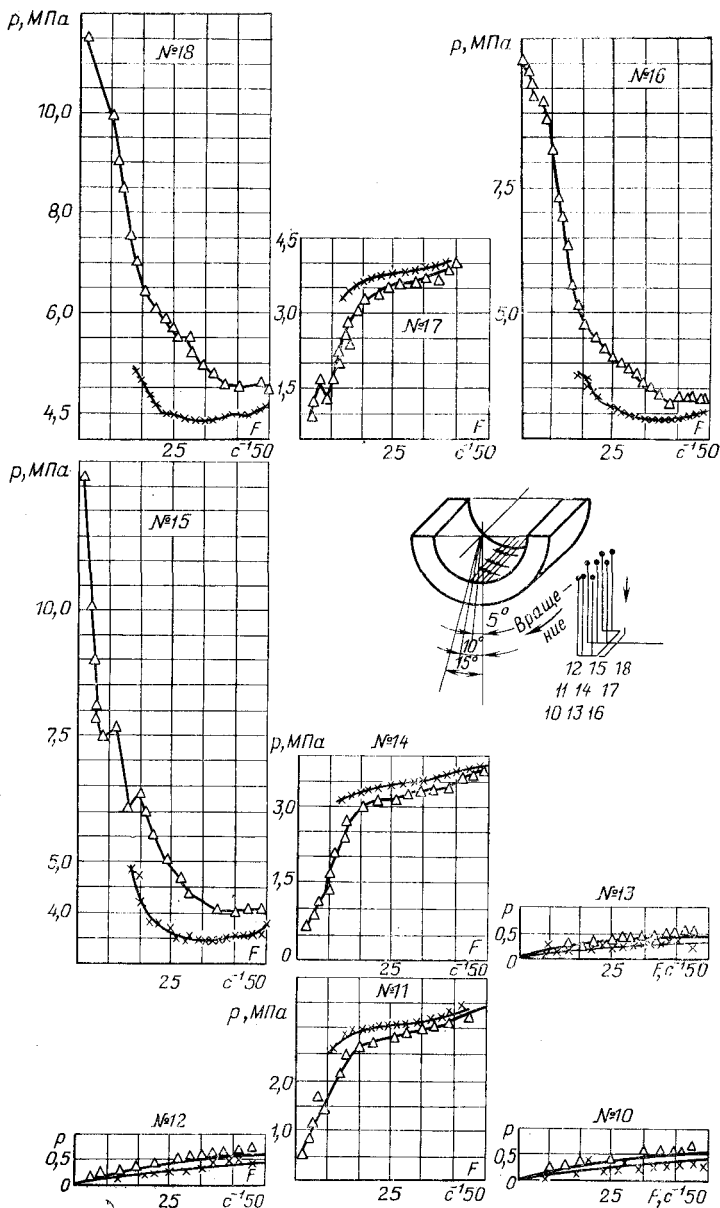


Рис. 3.15. Изменение давления в масляном клине подшипника № 2 турбины К-300-240 при наборе оборотов и при выбеге.

p — давление в масляном клине; F — частота вращения; $\times$ — набор оборотов; Δ — выбег; № 10—18 — точки измерений.

чего участка поверхности вкладыша вследствие перекосов цапф и значительных градиентов давления при небольших изменениях окружной скорости в нижней части траектории подвижного равновесия цапфы. Аналогичные результаты получены для подшипников турбин К-300-240 ХТГЗ и К-200-130 ЛМЗ. Стабильное давление устанавливается при частоте вращения не менее 600—700 мин⁻¹, а полное выравнивание давления (в пределах данной точки измерения) наступает при частоте вращения выше 1200—1500 мин⁻¹. Поэтому для сохранения баббита подшипников при пусках турбо-

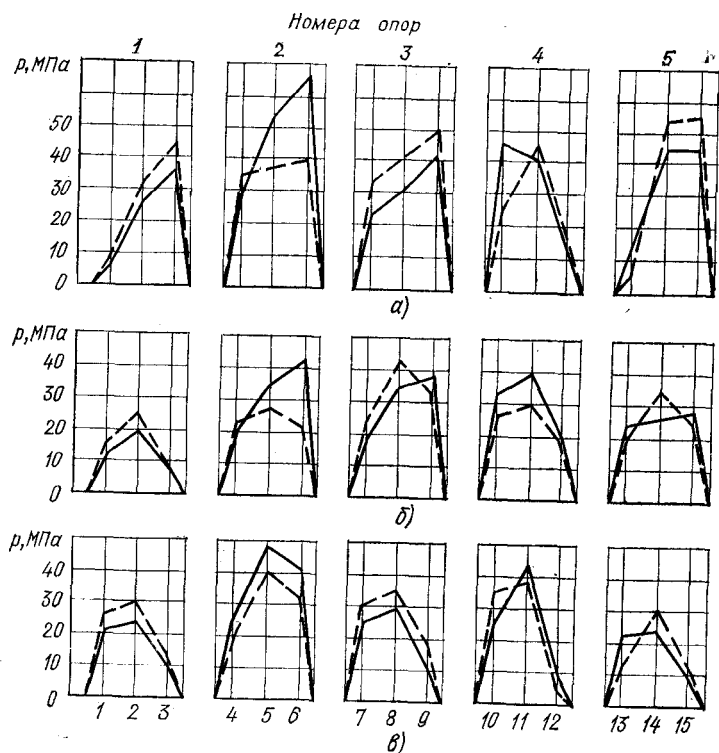


Рис. 3.16. Изменение давления в масляном клине опорных подшипников в результате прогрева турбоустановки.

Турбоагрегаты: а — К-200-130+ТГВ-200; б — К-300-240+ТГВ-300; в — К-300-240+ТГВ-320-2; 1—15 — номера точек измерений на образующей под углом 10° к вертикали (точки 1 и 3, 4 и 6 — по краям цапфы, точки 2 и 5 — посередине); — — — — — давление в масляном клине при пуске; — — — — — давление в масляном клине при прогреве турбоустановки; 1—5 — номера подшипников.

агрегата первую остановку (выдержку) следует делать при превышении частоты вращения 600—700 мин⁻¹.

Разогрев турбоагрегата, описанные выше неравномерности подъема опор подшипников и изменение линий валопроводов вызывают изменения условий работы масляного клина подшипников и центровки турбоагрегата. Наиболее существенным изменением центровок турбоагрегатов, происходящих в течение первых трех суток после их пуска, соответствуют и максимальные перераспределения давлений в масляном клине подшипников. Дальнейшие изменения в работе масляной пленки подшипников происходят за счет дополнительного прогрева фундаментных колонн, который полностью завершается по истечении первых двух недель непрерывной эксплуатации турбоагрегата при полной нагрузке. По мере роста неравномерности нагрева колонн фундамента у трехопорной системы РВД—РСД (турбины 200—300 МВт) происходит уменьшение нагрузок на опоры № 1 и 3 и одновременное увеличение нагрузок на опоры № 2 и 4. Давления в крайних точках одного и того же вкладыша обычно различаются, что характеризует несимметричное нагружение подшипников вследствие перекаса цапф из-за расцентровки валопроводов. Это наглядно видно по изменению эпюр давления в масляном слое подшипников (рис. 3.16). У «холодных» турбоустановок эпюры давления имеют обычно правильную симметричную форму с максимумом давлений в средней части. Нагрузка подшипников при этом достаточно равномерная, о чем косвенно можно судить по разности максимальных давлений в масляном клине. Например, для подшипников № I и II турбин 200 и 300 МВт она составляет около 0,4; 0,3 и 0,8 МПа соответственно. При разогреве фундамента и связанном с этим неравномерном подъеме опор разность максимальных давлений между этими опорами возрастает до 3,5; 2,2 и 2,3 МПа соответственно; одновременно давления в средней части масляного клина у опор № 3 и 5 снижаются на 0,8—1,0 МПа и соответственно увеличиваются у опор № 2 и 4. Разность давлений у крайних точек эпюр давлений на рис. 3.16 иллюстрирует вышеупомянутый перекас цапф при разогреве турбоустановки, что особенно заметно у опор № 1, 2 и 4 турбины 200 МВт и опор № 2 и 4 турбин 300 МВт [14, 102, 107].

У турбоагрегатов с четырехопорной системой РВД—РСД (500 и 800 МВт) при разогреве фундамента опоры № 2 и 3 должны подниматься вверх на одинаковую высоту, однако в связи с происходящими при этом поворотами несущего опоры ригеля происходит опускание опоры № 2 относительно опоры № 3 (до 0,5 мм) с некоторым разгрузением последней и соответствующим перекосом рабочей зоны вкладыша [15]. Выше уже отмечалось, что в этом случае перемещение одного из подшипников относительно соседнего на 0,1 мм приводит к изменению реакции на 300 кН.

Изменение давлений в масляном клине опорных подшипников происходит не только из-за изменения высотного положения опор, но и активной нагрузки, что было обнаружено у турбоагрегата К-300-240 ЛМЗ при быстрой разгрузке с 300 до 140 МВт (рис. 3.17). Дли-

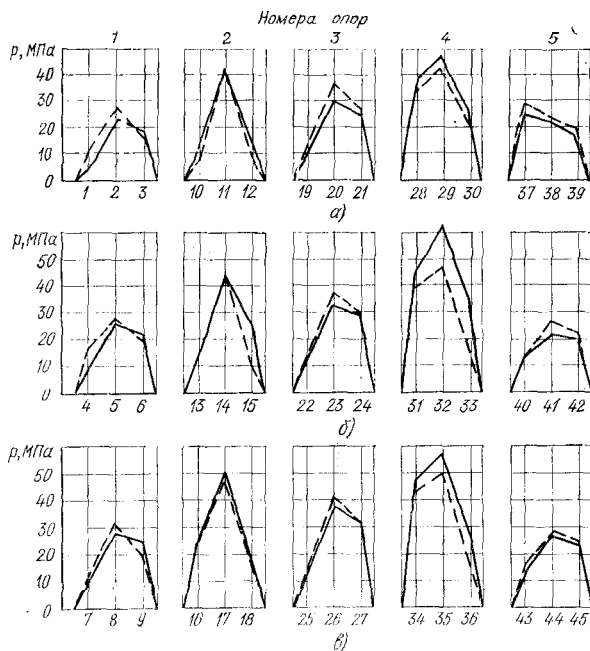


Рис. 3.17. Зависимость давления в масляном клине подшипников от активной нагрузки для турбоагрегата 300 МВт.

а, б, в — соответственно точки измерений давлений под углом 15, 10 и 5° к вертикали; 1—5 — номера точек измерения (схема точек измерения дана на рис. 3.15); — — — — нагрузка 300 МВт; - - - - - нагрузка 140 МВт; 1—5 — номера подшипников.

тельные наблюдения подтвердили, что колебания активной нагрузки турбоагрегата вызывают синхронное изменение давлений в масляном клине опорных подшипников [14, 104, 102, 107]. Причину обнаруженного явления предположительно можно связать с установленным фактом неравномерности давления в камерах ступеней регенеративного отбора пара [44], которая зависит от нагрузки и от расхода пара в отбор. Между тем, например, для крупного ротора турбины 300 МВт с площадью проекции на горизонтальную плоскость примерно 3 м² достаточно перепада в 10 кПа, чтобы нагрузка на опоры ротора изменилась на 10%. Аналогичная неравномерность давлений (в несколько меньшей степени) имеется и в поперечной плоскости, что может повлиять на положение центра цапфы на траектории подвижного равновесия. Сочетание этих двух факторов и является наиболее вероятной причиной обнаруженной зависимости статического давления в масляном клине опорных подшипников от активной нагрузки. В связи с этим оценку влияния расцентровки на перераспределение давлений в масляном клине опорных подшипников следует проводить с учетом нагрузки турбоагрегата.

По соотношению максимальных давлений в масляном клине подшипников турбоагрегатов была проведена оценка относительной величины изменения реакций опор вследствие прогрева турбоустановки при пуске из холодного состояния, которая показала, что разгрузка отдельных опор может достигать 50% (табл. 3.4).

Таблица 3.4. Изменение реакций опор турбин из-за тепловых деформаций фундаментов, % к холодному состоянию

Турбина	Номер опоры				
	1	2	3	4	5
К-200-130 ЛМЗ	-19,3	+36,1	-14,1	+16,9	-5,2
К-300-240 ХТГЗ	-17,9	+36,3	-12,9	+23,5	-1,9
К-300-240 ЛМЗ	-47,8	+55,6	-32,4	+28,3	-13,6

Следует отметить, что помимо описанного метода измерения реакций опор подшипников существует метод непосредственного измерения реакций с помощью тензорезисторов. По разработанной во ВТИ схеме тензорезисторы наклеиваются на поверхность чувстви-

тельных элементов, выполненных в виде прямоугольных параллелепипедов с повышенной деформативной способностью (за счет прорезей), в направлении приложения нагрузки. Чувствительные элементы, в свою очередь, вставляются в опорные колодки вкладышей подшипников, для чего в последних делаются соответствующие вырезы. В качестве измерительной аппаратуры могут быть использованы комплекты серийно выпускаемых тензоизмерительных систем фирм «Брюль и Кьер», «Филлипс» и др. Опытные образцы необходимого измерительного комплекта разработаны в Институте машиноведения АН СССР (Москва).

Влияние конструкций и условий эксплуатации соединительных муфт

Вибрационное состояние турбоагрегата зависит от конструкции муфт — подвижной (гибкой), полугибкой или жесткой (рис. 3.18). В то время как подвижные или гибкие муфты способны компенсировать значительные расцентровки практически без изменения условий работы соединительных валов за счет существенного ухудшения работы своих элементов, жесткие муфты, наоборот, полностью передают изменившиеся условия работы на опоры и валопровод, испытывая лишь повышенные напряжения в болтовых соединениях. Полугибкие муфты допускают некоторый излом линии соединяемых валов, но не допускают их смещений, вследствие чего по условиям работы и предъявляемым к ним требованиям они мало отличаются от жестких.

Основным условием нормальной эксплуатации гибких муфт, даже при идеальной центровке роторов, является обеспечение равномерной (по их окружности) передачи вращающего момента, что требует высокой точности в шаге и форме зацеплений зубцов полумуфты, одинаковой жесткости и размеров змеевиков (муфты Бибби), тщательной обработки передающих усилия поверхностей и т. д. Всякое нарушение этих условий приводит к появлению различных по величине усилий на передаточные элементы муфт и некоторой неуравновешенной силы P (рис. 3.19,а), действующей по окружности муфты, которая при хорошей центровке приводит к паре радиальных сил, приложенных к муфте, и к моменту Pr относительно оси последней. Па-

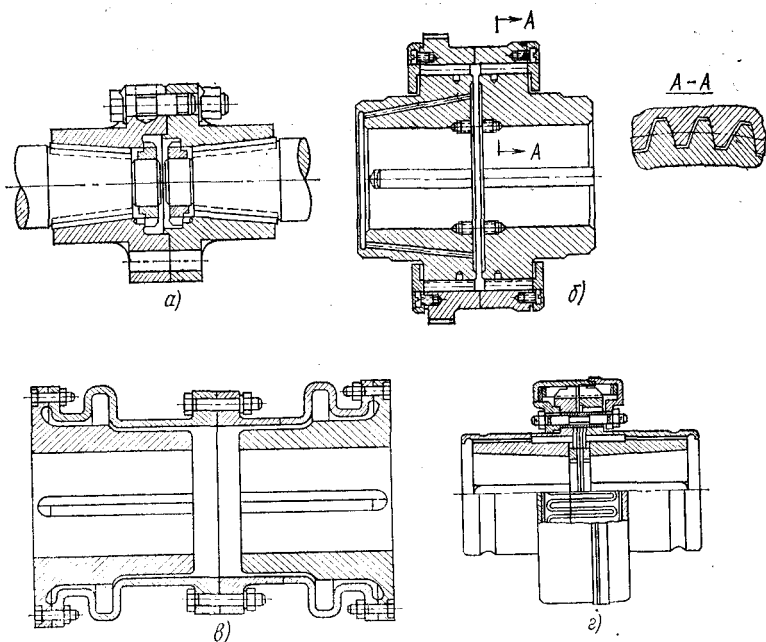


Рис. 3.18. Типы соединительных муфт.

а — жесткая; *б* — зубчатая; *в* — полужесткая; *г* — гибкая (типа Бибби).

ра сил вызывает смещение осей полумуфт соединяемых роторов относительно оси вращения и, как следствие, противофазные колебания расположенных по обе стороны от муфты опор, частота которых будет соответствовать частоте вращения валопровода. Поскольку окружное усилие P пропорционально передаваемому вращающему моменту, вибрация опор будет зависеть от нагрузки машины. Исследования зубчатых муфт, изготовленных в соответствии с допусками, рекомендуемыми стандартом, показали, что неуравновешенное усилие может достигать 30% общего, отнесенного к начальной окружности зубьев. Любые радиальные неуравновешенные силы, приложенные к гибкой муфте, будут воздействовать также на упругую линию валопровода, вызывая его дополнительный прогиб и повышение вибрации агрегата.

Значительно тяжелее становятся условия работы гибкой муфты при расцентровке валов, т. е. как раз в тех случаях, которые, по существу, должны оправдывать целесообразность применения таких муфт. Обеспечение равномерного распределения нагрузки между элементами, передающими крутящий момент (зубьями, пружинами), так же как и свобода их осевых перемещений, будут весьма затруднены: вместо равномерного контакта по поверхности муфты образуются точечные контакты с переменным приложением усилий, происхо-

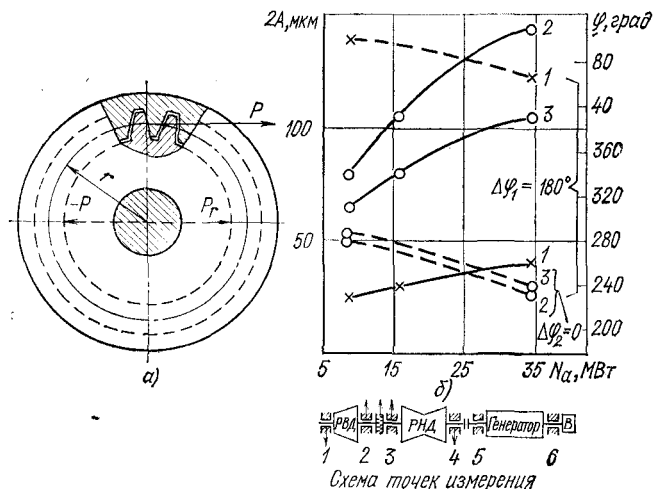


Рис. 3.19. Зависимость уровня вибрации опор от нагрузки турбоагрегата при неравномерном зацеплении зубчатой муфты.

а — схема приложения силы P при неравномерной передаче усилий элементами муфты; б — виброхарактеристика; $2A$ — размах виброперемещений; φ — относительная фаза колебаний опор; $\Delta\varphi$ — разность фаз колебаний опор; 1—6 — номера опор.

дит интенсивный износ трущихся поверхностей муфты. В предельном случае возникает частичное или полное заклинивание муфты, т. е. прекращение смещений элементов последней с неизбежным появлением дополнительных эксцентриситетов центров тяжести муфт, что также влияет на вибрационное состояние агрегата.

На рис. 3.19,б представлены результаты исследований влияния кулачковой муфты с неравномерным зацеплением зубьев на вибрационное состояние турбоагрегата мощностью 35 МВт. Неуравновешенное ра-

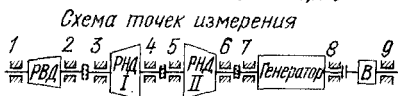
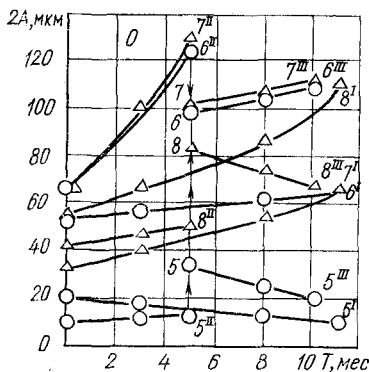
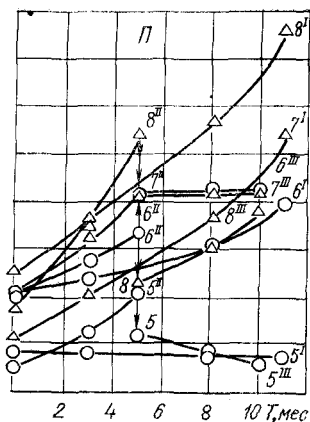
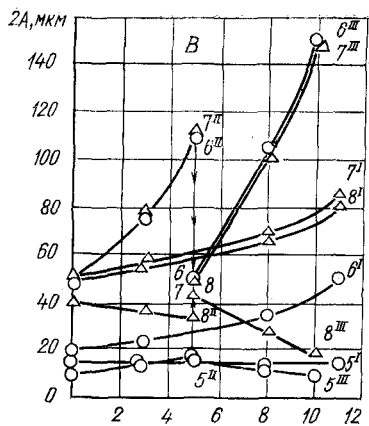


Рис. 3.20. Изменение вибрационного состояния турбоагрегата из-за износа зубчатой муфты в условиях эксплуатационной расцентровки.

В, П, О — вертикальные, поперечные и осевые компоненты вибрации; 2А — размах виброперемещений опор; Т — время; 5—8 — номера опор (см. схему точек измерений); I—III — в индексах номера опытов.

диальное усилие муфты, соединяющей РВД и РСД турбины, вызвало синфазные реакции и колебания близлежащих опор и противофазные — крайних. Поскольку значение неуравновешенного усилия пропорционально крутящему моменту, вибрация росла по мере подъема нагрузки.

Очень четкая зависимость возрастания вибрации расположенных вблизи муфты опор по мере срабатывания кулачков ее коронки была получена также при исследовании конденсационной турбины мощностью 16 МВт (рис. 3.20). За время первого этапа наблюдений (на рисунке обозначен индексами I), длившегося 11 мес, под влиянием возникшего в плоскости перекошенных полумуфт неуравновешенного момента произошло возрастание в 2—2,5 раза поперечной вибрации опор № 6 и 7, имеющих противофазное направление. Наибольшая вибрация наблюдалась на резонирующей задней опоре генератора № 8. Второй этап наблюдений проводился после балансировки роторов и восстановления кулачковой муфты

и длился всего 5 мес (на рисунке обозначен индексом II). На этом этапе произошло еще более интенсивное возрастание вибрации опор № 6 и 7, особенно в вертикальной плоскости. Установка удлинённых упорных «солдати́ков» дала снижение вибрации в 2 раза (на рис. 3.20 вертикальные пунктирные линии). Однако в течение последующих 5 мес (этап III) вибрация вновь достигла чрезмерных значений. Исследования показали, что причиной износа муфты явилась центровка агрегата без учета неравномерных тепловых деформаций фундамента в зоне опор № 6 и 7 при наличии встречного расположения выхлопных патрубков ЦНД турбины и недостаточной жесткости основания под опорами генератора.

Замена муфты с тщательной пригонкой кулачков, усиление основания опор, а также центровка с учетом эксплуатационных факторов обеспечили в дальнейшем стабильность сравнительно низкого уровня вибрации машины.

Среди гибких муфт, в частности для турбин мощностью от 25 до 160 МВт, наибольшее распространение получила муфта типа Бибби. Особенностью ее конструкции является увеличение опорной поверхности змеевиковой пружины по мере роста крутящего момента от минимальной площади соприкосновения (рис. 3.21,а) до полного контакта пружины по всей поверхности зубцов полумуфт (рис. 3.21,б); свободная длина пружин соответствует зазору между полумуфтами. Незначительная неравномерность прилегания муфты к зубьям вследствие различия в жесткости ее элементов, разницы в шаге зубьев или различного качества их поверхности приводит к возникновению рассмотренных выше неравномерных усилий и повышению вибраций агрегата. Особенно трудно выдержать равномерность передачи крутящего момента в условиях даже небольших расцентровок валопровода.

Иллюстрацией сказанному выше служат результаты исследования условий передачи крутящего момента через муфту Бибби, связывающую РВД и РСД турбины К-100-90 (рис. 3.21,в). Во время опытов проводился быстрый сброс нагрузки с 95 до 5 МВт, при котором тепловое состояние турбоагрегата оставалось практически неизменным; влияние незначительного изменения температуры ротора генератора было учтено путем введения соответствующих поправок.

Как видно из рис. 3.21,в, увеличение передаваемого через муфту крутящего момента приводило к соответствующему возрастанию неуравновешенного момента, действующего на опоры одновременно с силами дисбаланса ротора. При наличии небольшого дисбаланса РВД воздействие неуравновешенного момента муфты

проявлялось в явной форме путем возрастания колебаний опор № 1 и 2, имеющих при полной нагрузке чисто противофазный характер, при этом вибрация свободного конца ротора (опора № 1) возрастала более интенсивно.

На колебания опоры РНД помимо воздействия неуравновешенного момента от муфты Бибби существен-

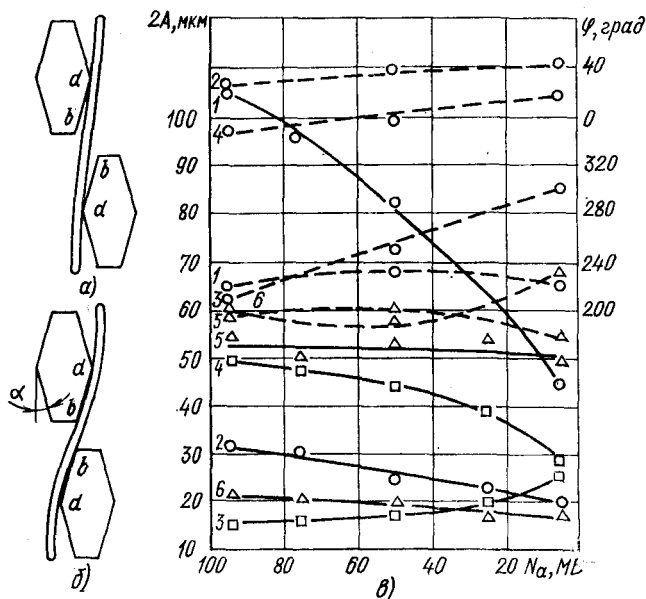


Рис. 3.21. Зависимость уровня вибраций турбины К-100-90 от изменения нагрузки из-за неправильной работы муфты Бибби.

a, b — соответственно схемы передачи усилий через элементы муфты при минимальной и максимальной площадях сопряжения; bd — длина грани колодки; α — угол наклона грани; ψ — виброхарактеристика; $2A$ — размах виброперемещений опор; φ — относительная фаза вибрации опор; N_a — активная нагрузка; 1–6 — номера подшипников; — — — виброперемещения; — — — фаза.

ное влияние оказывал статический дисбаланс этого ротора.

Результаты совместного воздействия сил обеих групп проанализированы с помощью векторных диаграмм колебаний опор РНД, представленных на рис. 3.22, где методом выделения симметричных и косимметричных составляющих вибрации (в предполо-

жении одинаковой податливости опор) получены симметричные и не зависящие по фазе от нагрузки агрегата компоненты, соответствующие дисбалансу ротора A_c , а также переменные по фазе кососимметричные компоненты A^{M_5} , отнесенные к воздействию неуравновешенного момента от муфты. Сложение компонентов вибрации $A_c + A^{M_5}$ при нагрузке 5 МВт дало значения амплитуд вибрации опор 25 и 27 мкм, а при нагрузке 95 МВт при неизменных векторах дисбаланса ротора только за счет возрастания неуравновешенного момента от муфты и поворота плоскости его воздействия на 68°

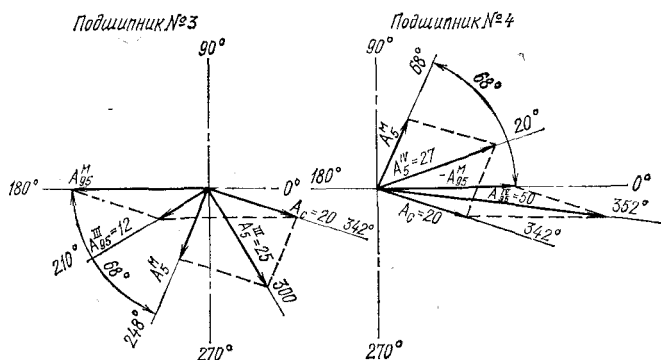


Рис. 3.22. Изменение векторов вибрации опор РНД турбины К-100-90 с изменением нагрузки турбины из-за неправильной работы муфты Бибби.

A_c — векторы вибрации статического дисбаланса ротора; A^{M_5} и $A^{M_{95}}$ — векторы вибрации от неуравновешенного момента (от муфты) при нагрузках 5 и 95 МВт соответственно; $A^{III}_{M_5}$ и $A^{III}_{M_{95}}$, $A^{IV}_{M_5}$ и $A^{IV}_{M_{95}}$ — результирующие векторы опор № 3 и 4 при нагрузках 5 и 95 МВт соответственно; цифры у векторов обозначают значение вибрации, мкм.

вибрация опоры № 3 снизилась до 12 мкм, а опоры № 4 возросла до 50 мкм. Изменение крутящего момента существенно влияло на гармонический состав вибрации, в спектре которой появлялась большая доля высокочастотных составляющих, в особенности второй гармоники (100 Гц), что характеризовало неоднородность условий работы элементов муфты из-за неравномерности передачи усилий с ведомого вала на ведущий.

Факт появления второй гармоники при расцентровках гибких и полужестких муфт был отмечен многими

исследователями. В частности, в [176] при анализе работы гибких муфт проводится аналогия с динамикой карданной передачи и делается вывод, что крутящий момент на ведомом валу определяется постоянной составляющей и составляющей с частотой, вдвое превышающей частоту ведущего вала. Такой же вывод сделан и в [17]. На основании экспериментальных данных и теоретического анализа факт появления второй гармоники при расцентровке гибких муфт был использован в диагностических целях (см. гл. 4).

Анализ работы муфты выявил неравномерность прилегания ее пружин к коронкам полумуфт, что приводило к частичному заклиниванию муфты и получению описанных выше зависимостей. Неравномерность прилегания пружин, в свою очередь, явилась следствием длительной работы муфты в условиях значительной радиальной расцентровки (до 0,4 мм). Как показали исследования, потеря осевой подвижности муфт типа Бибби при больших крутящих моментах явилась причиной возникновения недопустимо высоких осевых усилий на упорные подшипники даже при небольших изменениях режима эксплуатации агрегата.

В результате детального изучения работы муфт Бибби на турбоагрегатах типа К-100-90 открылась возможность получения разнообразных вибрационных характеристик, зависящих от условий работы и износа муфт. Так, на одном турбоагрегате (рис. 3.23,а) с ростом нагрузки было зафиксировано почти пропорциональное возрастание вибрации опор № 1, 2, 3 и незначительное изменение вибрации опоры № 4, за исключением ее осевого компонента, резко возраставшего при нагрузке свыше 80 МВт (последнее, по-видимому, связано с частичным заклиниванием муфты). На ряде агрегатов существенное ухудшение работы муфты наступало лишь при достижении определенного крутящего момента или нагрузки (рис. 3.23,б, в). Неблагоприятное сочетание воздействия момента от муфты с другими факторами (дисбалансом роторов, положением цапфы на масляном клине подшипника и др.) вызывало повышенную чувствительность некоторых опор турбоагрегата (рис. 3.23,в).

Таким образом, гибкие соединения роторов требуют тщательного монтажа и подгонки рабочих элементов и при возникновении расцентровки валов сами являются

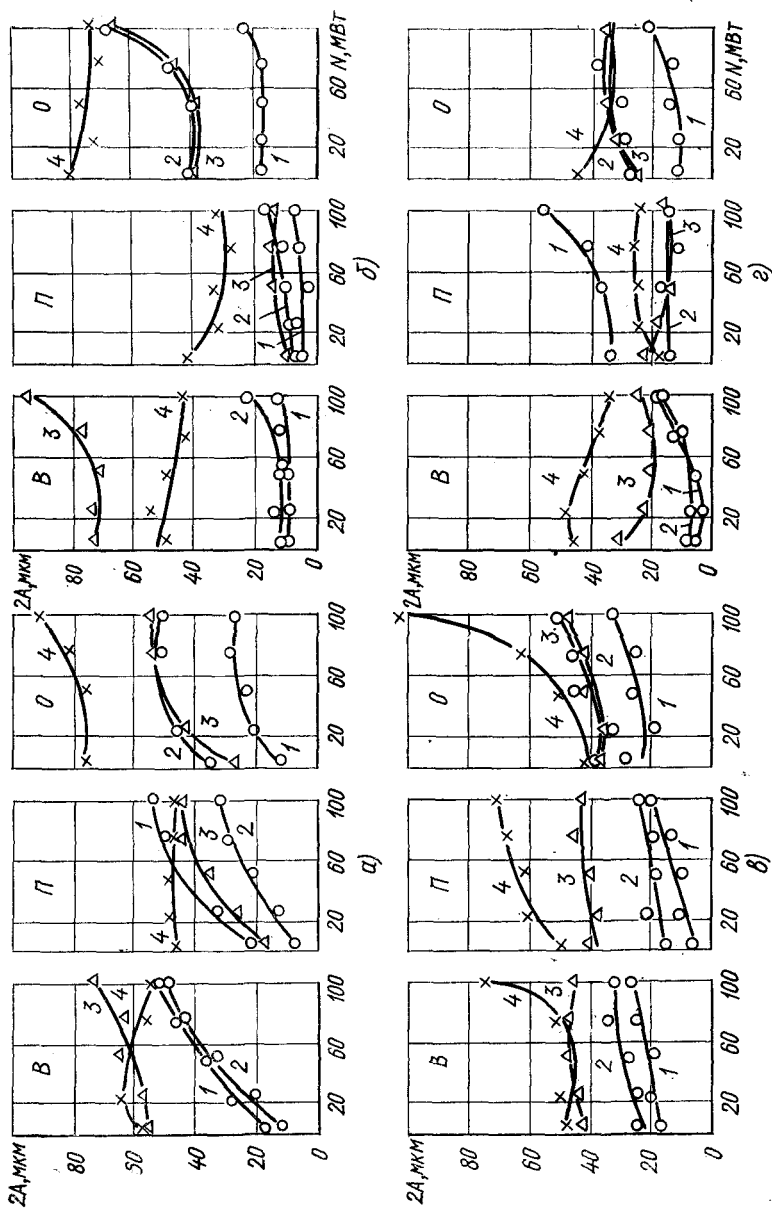


Рис. 3.23. Изменение вибрации опор турбоагрегатов К-100-90+ТВ2-100-2 при их быстрой разгрузке.

а-б — соответственно турбоагрегаты № 1-4; 2A — размах виброперемещений; N — электрическая нагрузка; B, П, О — соответственно вертикальная, горизонтальная и диагональная вибрация; 1-4 — номера подшипников турбины.

источниками повышенной вибрации, при этом их работа резко ухудшается при возрастании передаваемого крутящего момента, т. е. с возрастанием единичных мощностей турбоагрегатов, а также при повышенном уровне дисбаланса роторов.

В связи с этим в последнее время на крупных турбоагрегатах повсеместное распространение получили полужесткие и особенно жесткие муфты. Влияние жестких муфт на работу турбоагрегата как бы противоположно влиянию гибких муфт. Конструктивно сами жесткие муфты в наименьшей степени подвержены внешним воздействиям, в то время как влияние расцентровок на работу соединяемых роторов будет максимальным.

Дефекты соединения жестких муфт связаны со смещением осей полумуфт относительно осей соединяемых роторов и с отсутствием параллельности торцевых поверхностей полумуфт, при этом в зависимости от примененного метода центровки — с поворотом или без поворота роторов — могут быть получены разные условия работы муфт.

При вращении валопровода после центровки несоосных полумуфт с поворотом роторов (рис. 3.24,а) вследствие изгиба концов соединяемых роторов возникнут периодически изменяющиеся с частотой вращения моменты и силы, вызывающие противофазные колебания опор подшипников, в первую очередь опор, находящихся вблизи муфты (рис. 3.24,б). Аналогичный результат будет и в случае центровки несоосных полумуфт без поворота роторов (рис. 3.24,з), только в этом случае упругие деформации концов роторов будут изменяться от некоторого максимума до нуля, соответствующего положению муфт, при котором производилось их спаривание (рис. 3.24,в — пунктир). Кроме того, при всех вариантах несоосности вследствие неперпендикулярности плоскости сопряжения полумуфт будет возникать кососимметричный дисбаланс, также влияющий на уровень вибрации опор.

После центровки полумуфт с непараллельными торцами с поворотом векторов (рис. 3.24,г) валопровод будет испытывать постоянные, а после центровки полумуфт с непараллельными торцами без поворота роторов (рис. 3.24,е) — переменные изгибные напряжения. В обоих случаях при этом возникают синфазные

колебания опор (рис. 3.24, д, ж), а также дополнительно статический дисбаланс полумуфт.

Экспериментальная проверка влияния на вибрацию машины перечисленных выше случаев неправильного соединения муфт была проведена на турбоагрегатах

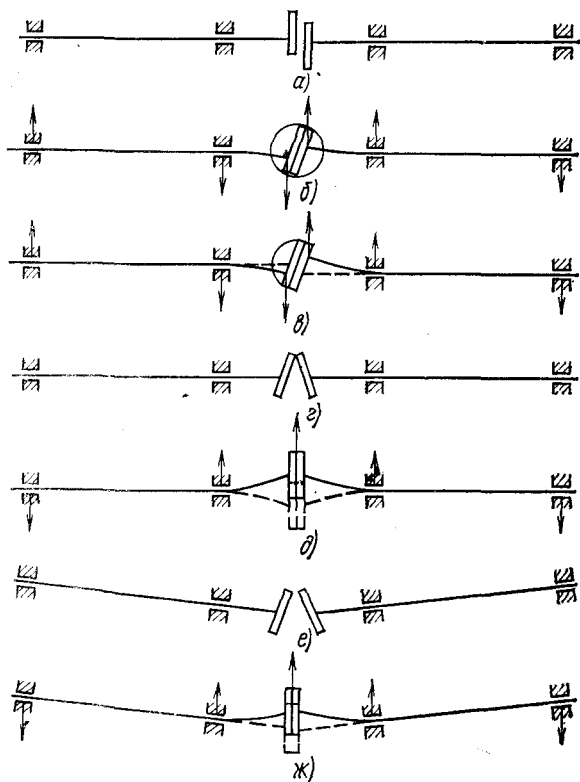


Рис. 3.24. Результаты центровки по дефектным полумуфтам.

К-100-90+ТВ2-100-2, где подобные муфты соединяли РНД турбин и роторы генераторов. Ниже приводятся два примера, когда соединяемые роторы имели небольшие остаточные дисбалансы, и влияние соединения муфт было основной причиной вибрации близлежащих опор (№ 4 и 5).

На одном из турбоагрегатов при центровке полумуфт без поворота роторов была допущена непарал-

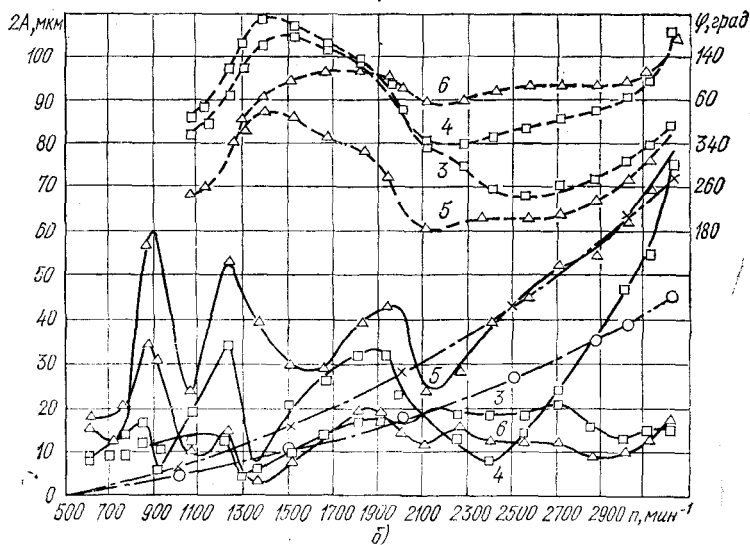
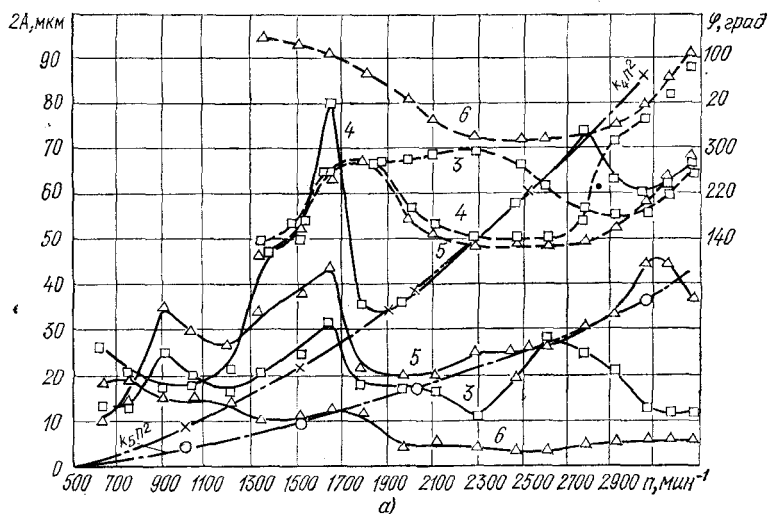


Рис. 3.25. Частотные характеристики колебаний опор турбоагрегатов при дефектах спаривания торцов жесткой муфты между РНД турбины и ротором генератора.

— размах виброперемещений $2A$; — — — относительная фаза виброперемещений опор φ ; — — — расчетные кривые; n — частота вращения; 3—6 — номера опор.

лельность торцов (рис. 3.24,ж). Возникший после соединения полумуфт статический дисбаланс резко отразился на частотных характеристиках близлежащих опор № 4 и 5 (рис. 3.25,а). Последние выделялись своими амплитудными значениями, а в нерезонансной зоне (от 1800 до 2700 мин⁻¹) четко подчинялись квадратичному закону $k_1 n^2$. Расхождение частотных характеристик опор в значительной степени объяснялось различием их динамической податливости. Колебания опор были синфазными, и лишь в зоне второй критической частоты этот закон нарушался, что было связано с воздействием небольшого дисбаланса ротора генератора.

На рис. 3.25,б представлены частотные характеристики колебаний опор РНД — ротор генератора одноподшипного турбоагрегата, у которого при центровке полумуфт с поворотом роторов была допущена несоосность (см. рис. 3.24,б). Отличие данных характеристик от представленных выше заключается в противофазном характере колебаний опор № 4 и 5 и большем влиянии дисбаланса ротора генератора по второй изгибной форме колебаний. Кроме того, в последнем случае увеличение передаваемого через муфту крутящего момента, соответствующего набору нагрузки до номинальной, приводило к возрастанию неуравновешенного момента на муфте и росту вибрации опор подшипников РНД — ротор генератора на 10—15 мкм в вертикальном и поперечном направлениях и на 20—30 мкм в осевом направлении, в то время как влияния нагрузки на вибрацию опор при непараллельности торцов полумуфт не было зафиксировано.

Более ощутимый результат несоосности жестких полумуфт между РНД турбины и ротором генератора был установлен при исследовании причин вибраций турбоагрегата К-200-130±ТГВ-200. Несмотря на то, что радиальный бой полумуфт составил 0,22 мм, возникшие при этом изгибающие усилия и неуравновешенные моменты, усиленные синфазным воздействием сил дисбаланса ротора генератора, привели не только к появлению повышенных противофазных колебаний смежных с муфтой опор (№ 5 и 6), но и к возрастанию вибраций практически всех опор турбоагрегата (рис. 3.26).

Проведенный гармонический анализ показал, что изменение уровня вибрации опор произошло исключительно за счет первой гармоники колебаний. При этом,

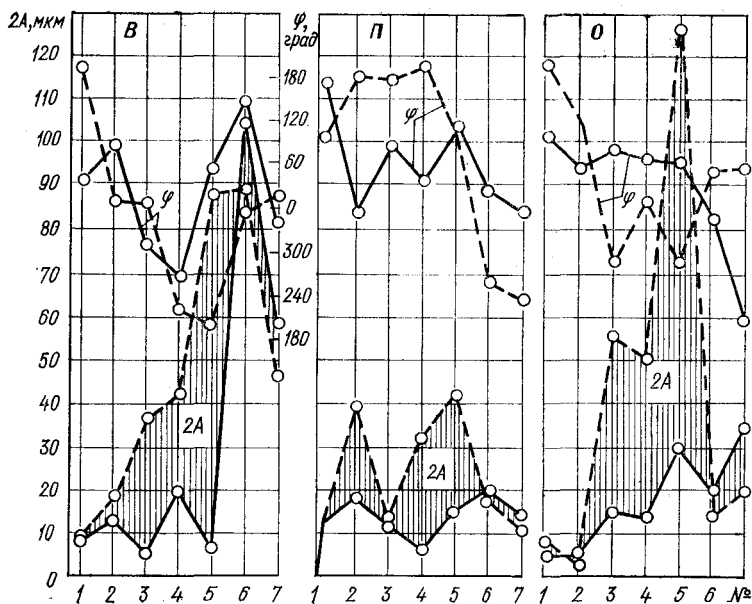


Рис. 3.26. Вибрационное состояние турбоагрегата К-200-130+ТГВ-200 до и после устранения несоосности полумуфт между РНД турбины и ротором генератора.

В, П, О — соответственно вертикальные, поперечные и осевые компоненты колебаний; 2A — размах виброперемещений; φ — относительная фаза виброперемещений опор подшипников; — — — до устранения несоосности; — — — после устранения несоосности; № — номера опор.

как и ожидалось, исчезла наблюдавшаяся ранее зависимость вибрации от нагрузки агрегата.

Влияние несоосности жестко связанных валопроводов. Допуск на несоосность

При современной конструкции жестких муфт случаи их ненормального соединения (например, появление коленчатости) бывают относительно редкими. Значительно чаще при правильной центровке муфт появляются несоосности валопроводов относительно центров расточек подшипников, вызванные неравномерными тепловыми деформациями фундаментов и другими причинами. Возникающие при этом перераспределения нагрузок

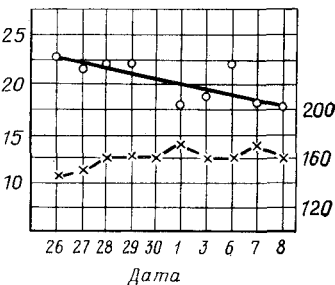
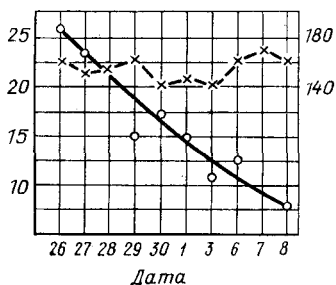
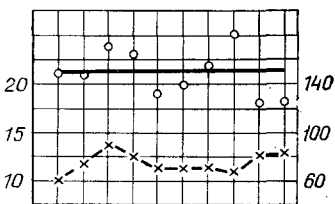
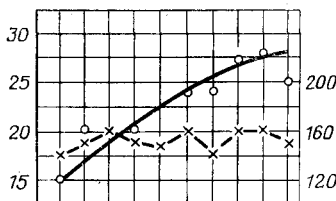
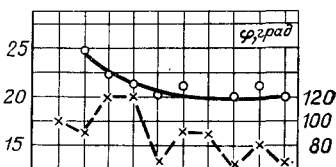
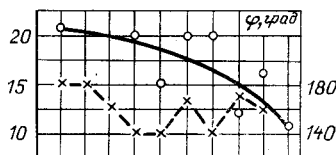
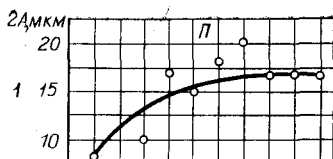
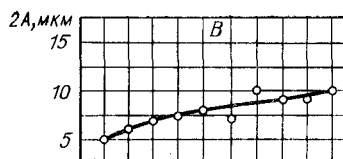
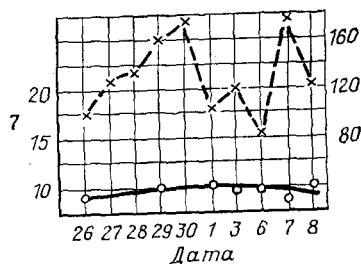
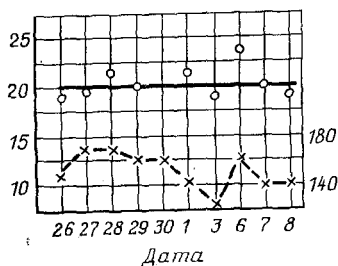
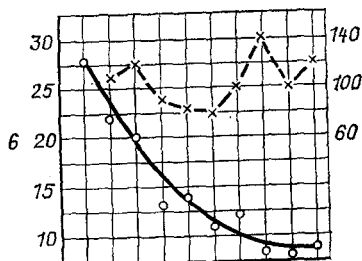
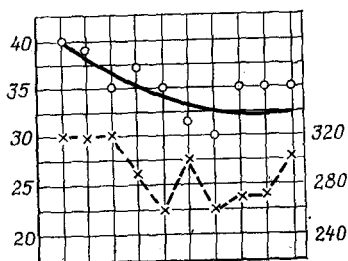
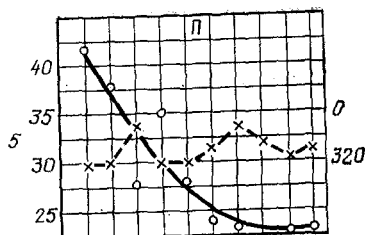
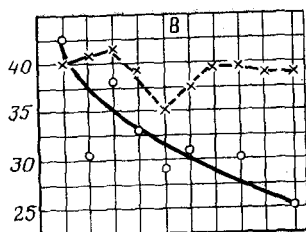


Рис. 3.27. Изменение вибрации опор турбоагрегата К-300-240+
=130÷140 МВт, реактивная $N_p=100\div110$ МВ·А).

— — — — — размах виброперемещения; — — — — — относительная фаза вибропере-
В, П — соответственно вертикальные и поперечные компоненты вибрации.

между опорами, зависящие от дисбаланса роторов, а также некоторого изменения частотных характеристик системы валопровод — опоры — фундамент, связаны со смещениями цапф в подшипниках скольжения и изменением характеристик демпфирования масляного слоя. Как было показано в ряде работ, например в [85, 170], смещение цапфы вверх вследствие разгрузки соответствующего подшипника приводит к снижению



+ТВВ-320-2 при появлении несоосности. (Активная нагрузка N_A = мещений опор подшипников; 1—7 — номера опор подшипников.

демпфирования масляного слоя и, при прочих равных условиях, к увеличению колебаний.

Наиболее подробно влияние несоосности валопроводов на вибрационное состояние машин было изучено для турбоагрегатов 200 и 300 МВт. Сходный характер связей роторов (жесткие муфты, соединяющие трех-опорную роторную систему РВД—РСД турбин и РНД турбин с роторами генераторов, полужесткая муфта между РСД и РНД турбин) предопределили ряд общих закономерностей существующих зависимостей.

Типичный характер изменения вибрации из-за изменения соосности валопровода иллюстрируют результаты, полученные для турбоагрегата К-300-240+ТВВ-320-2 ЛМЗ «Электросила» (рис. 3.27). Как видно, взятие нагрузки, неравномерные тепловые деформации фундамента и вызванные этим перераспределения реакций опор приводят к соответствующим изменениям вибрации, при этом разгрузка опор № 1 и 3 привела к росту примерно в 2 раза вертикальных компонентов их вибрации, а нагружение опор № 2 и 4 — к пропорциональному их снижению. Изменилась, но уже не вследствие тепловых влияний, вибрация и других подшипников.

Достаточно четкие зависимости были получены при наблюдении за вибрацией при пусках турбоагрегатов К-300-240+ТГВ-300 ХТГЗ «Электротяжмаш», при этом было подтверждено решающее влияние дисбаланса на изменение вибрации под влиянием несоосности. Следует отметить, что разгрузка передних опор РВД турбин мощностью 300 МВт связана с ухудшением виброустойчивости валопровода и созданием предпосылок к появлению низкочастотной вибрации.

Прогрев турбоустановки 200 МВт и происходящие в связи с этим изменения относительного положения опор также приводят к перераспределению реакций и вибрации опор, при этом вибрация опор № 1, 3 и 5 увеличивается, а опор № 2 и 4 уменьшается. По мере разогрева фундамента у подшипников № 1, 3 и 5 сначала наблюдается тенденция некоторого снижения вибрации, а затем уже происходит ее рост. Такой характер изменения вибрации хорошо согласуется с допущенным при центровке заводским раскрытием полумуфт РВД—РСД, равным 0,3 мм, в то время как по условиям тепловых деформаций требовалось удвоенное раскрытие. Таким образом, при неполных разогревах фундамента достигался некоторый оптимум, соответствующий сделанному раскрытию полумуфт, а затем уже этот оптимум перекрывался дальнейшими тепловыми деформациями.

Гармонический анализ показал, что изменение вибрации опор из-за несоосности валопровода в основном характеризуется изменением первой гармоники вибрационного спектра.

Если требования надежной, безвибрационной работы валопроводов с гибкими муфтами могут определять-

ся условиями монтажа и эксплуатации собственно муфт, то надежная работа жесткосвязанных роторов валопроводов современных крупных турбоагрегатов требует, в первую очередь, оценки количественной взаимосвязи между значениями несоосностей (смещений опор) и параметрами, характеризующими их допустимость.

Как показали выполненные во ВТИ расчеты, подкрепленные специальными стендовыми исследованиями, динамические напряжения, возникающие в жесткосвязанных роторах при несоосности валопровода, невелики, вследствие чего пределы усталостной прочности не могут быть критерием допустимой расцентровки. Точно так же нельзя во всех случаях пользоваться рекомендациями по допустимым разгрузкам опор, исходя из условий возникновения низкочастотной вибрации, поскольку случаи низкочастотной вибрации РНД турбин и роторов генераторов очень редки и не всегда определяются одной причиной. Отсутствие данных по фактическим радиальным зазорам в проточной части и концевых уплотнениях турбоагрегатов в эксплуатации не позволяют также связать изменения опорных реакций с допустимыми виброперемещениями роторов для указанных выше зазоров. Поэтому нормирование несоосности целесообразно осуществлять исходя из возникающего при этом изменения вибрации турбоагрегата, поскольку, как было показано выше, при несоосности опор неизбежно происходит изменение динамических характеристик масляного слоя.

В основу разработки рекомендаций по допустимым несоосностям валопроводов турбоагрегатов [37] была положена шкала норм-чисел стандарта ИСО 2372 [160], диапазоны оценок вибрации которой имеют соотношения 1:1,6. В этом случае лимитирующим фактором становится увеличение уровня вибрации в любой из контролируемых точек агрегата в 1,6 раза, что будет соответствовать изменению оценки вибрации от «допустимо» («удовлетворительно») до «требуется улучшение» («неудовлетворительно»). При оценке влияния расцентровки на вибрацию машины при пуске и останове (при переменной частоте вращения) был применен принятый при составлении вибрационных норм закон постоянства виброскорости $A\omega = \text{const}$. Тем самым предполагалось, что допустимое увеличение размаха виброперемещений обратно пропорционально частоте

вращения. Игнорирование фактически существующего полигармонического состава вибрации вносило погрешности около 20%.

Программа выполненных расчетов включала определение абсолютных значений реакций при взаимных смещениях опор систем РВД—РСД, РСД—РНД и РНД—ротор генератора турбоагрегатов К-200-130+ТГВ-200, К-300-240+ТГВ-300 и К-300-240+ТВВ-320-2. При расчетах опорных реакций и при динамических расчетах использовались экспериментальные значения их податливостей, полученные ЦКТИ, ЛМЗ и ВТИ (см. табл. 2.1). Динамические характеристики подшипников с разной формой расточки вкладышей (цилиндрической, эллиптической и эллиптической с выбранным верхом) определялись по методике, изложенной в [83]. Необходимые для их определения нагрузки опор при разных расцентровках были подсчитаны по статистическому методу на ЭВМ М-222 по программе ХИПМ, при этом использовался метод начальных параметров в матричной форме.

Матрица перехода для участка валопровода при расчете его напряженно-деформированного состояния от действия собственной массы будет иметь вид:

$$\begin{bmatrix} Q \\ M \\ \theta \\ y \\ 1 \end{bmatrix}_n = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & P \\ l & 1 & 0 & 0 & lP \\ \frac{l^2}{2EI} & \frac{l}{EI} & 1 & 0 & \frac{l^2}{2EI} P \\ \frac{l^3}{6EI} & \frac{l^2}{EI} & l & 1 & \frac{l^3}{6EI} P \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q \\ M \\ \theta \\ y \\ 1 \end{bmatrix}_{n-1} \quad (3.14)$$

где Q , M , θ , y — соответственно перерезывающие силы, моменты, углы поворота и прогиб на правом (n) и на левом ($n-1$) конце участка длиной l с жесткостью поперечного сечения EI ; P — масса участка вала.

Матрица пролета получается перемножением матриц всех участков.

При переходе через промежуточную опору прогиб, угол поворота и изгибающий момент остаются неизменными, а перерезывающая сила увеличивается на величину, пропорциональную прогибу y :

$$\Delta Q = c_0(y + \Delta_0), \quad (3.15)$$

где c_0 — жесткость опоры; Δ_0 — начальное статическое смещение опоры.

В процессе расчетов последовательно рассматривались смещения пары смежных роторов валопровода, так как проверка показала, что присоединение других роторов не оказывает влияния на результат. В исходном состоянии муфты РВД—РСД турбин имели раскрытие снизу по торцу 0,25—0,3 мм, а остальные муфты считались сцентрированными в нули. Расчет проводился до появления на одной из опор нулевой реакции. Результаты показали, что расхождение расчетных реакций опор валопроводов с экспериментальными (см. табл. 3.4) не превышало 10—15%.

Расчет собственных частот колебаний пролетов, так же как и расчет вынужденных колебаний, осуществлялся по методу начальных параметров.

При расчете частот собственных колебаний было установлено, что для всех пар рассматриваемых роторов перераспределение реакций вызывает смещение узловой точки колебаний в сторону от разгружаемой опоры, снижение частоты собственных колебаний пролета с разгружаемой опорой и одновременное возрастание частоты собственных колебаний пролета с нагруженной опорой. В пределе четырехопорная система превращается в трехопорную. В результате, например, 50%-ной разгрузки опоры № 5 системы РНД—ротор генератора турбоагрегата К-200-130+ТГВ-200 критическая частота вращения РНД турбины в системе валопровода снизилась со 142 до 133 с⁻¹.

Расчет вынужденных колебаний валопроводов на критических и рабочих частотах проводился при различном характере распределения дисбаланса, составляющего 10% массы ротора: данное значение приблизительно соответствует значению остаточного дисбаланса при предельно допустимом уровне размаха виброперемещений опор (имеющих средние значения динамических податливостей), равному 30 мкм. При рассмотрении, например, расчетных зависимостей амплитуд колебаний опор РСД — РНД турбоагрегата К-200-130+ТГВ-200 от разгрузки опоры № 3, а также амплитуд колебаний опор системы РНД—ротор генератора того же агрегата от разгрузки опоры № 5 на критических и рабочих частотах вращения можно заключить, что влияние перераспределения опорных реакций на рабочих частотах вращения значительно меньше, чем на критических. Однако если учесть принятую законо-

мерность изменения допустимых колебаний при переменных частотах вращения роторов ($A\omega = \text{const}$), то получится, что как для рабочих, так и для критических частот вращения заданное изменение уровня размаха виброперемещений опор соответствует разгрузке опор до 50—60%.

На основании обобщения результатов расчета вынужденных колебаний несоосных валопроводов (табл. 3.6) можно заключить, что перераспределение реакций смежных опор турбоагрегатов в пределах 40—60% не вызывает увеличения виброперемещений опор выше допустимого значения (более чем в 1,6 раза). Данный вывод хорошо согласуется и с данными наблюдений за вибрацией однотипных турбоагрегатов при эксплуатационных расцентровках.

Таблица 3.6. Допустимые изменения опорных реакций турбоагрегатов, %, при условии $v = A\omega \leq 1,6v_{\text{ном}}$

Тип вкладыша	Турбоагрегат и система роторов					
	К-200-130+ +ТГВ-200		К-300-240+ +ТГВ-320-2		К-300-240+ +ТГВ-300	
	РСД—РНД	РНД—РГ	РСД—РНД	РНД—РГ	РСД—РНД	РНД—РГ
Цилиндрический	41	50	38	51	41	40
Эллиптический с выбранным верхом	59	60	66	44	48	54
Эллиптический		70				

Таким образом, при возникновении несоосности жесткосвязанных валопроводов турбоагрегатов для сохранения допустимого уровня их вибрации необходимо, чтобы перемещения опор от исходной статической линии прогиба валопровода не вызывали изменения реакций более чем на 40—60% расчетных массовых значений. Приведенные данные подлежат уточнению в соответствии с конструкцией конкретного турбоагрегата.

Учитывая, что относительные перемещения опор подшипников вследствие влияния эксплуатационных факторов могут вызвать изменения реакций, превышающие рекомендуемые, целесообразно при центровке

машин в холодном состоянии вносить описанные выше коррективы (см. рис. 3.24), а также обращать особое внимание на всемерное снижение остаточного дисбаланса роторов.

Правильность выполненной центровки валопроводов турбоагрегатов должна контролироваться путем наблюдения за положением корпусов подшипников при эксплуатации агрегатов.

Влияние электромагнитных сил и неравномерного нагрева ротора генератора

Появление возбуждающих вибрацию электромагнитных сил связано с асимметрией магнитного поля и дефектами конструкции элементов генератора. Обычно асимметрия магнитного поля возникает из-за витковых замыканий. За исключением редких случаев двойного замыкания на землю, сопровождающегося появлением значительных токов, а также витковых замыканий в роторах с водяным охлаждением (имеющих малое количество витков и повышенную плотность тока), требующих немедленного останова агрегата, наиболее частые замыкания верхних (наружных) витков обмотки обычно не требуют немедленного устранения неполадок. Вследствие этого значительное количество машин находится в эксплуатации с подобными дефектами. Поэтому ниже рассматривается влияние допустимого с точки зрения эксплуатации¹ уровня электромагнитных сил на общее вибрационное состояние турбоустановки, а также влияние вторичного фактора — тепловой неустойчивости роторов генераторов.

Влияние электромагнитных сил устанавливается путем сравнения вибрационного состояния агрегата при двух режимах холостого хода — с возбуждением и без возбуждения генератора. Выявление тепловой неустойчивости осуществляется при разогреве ротора генератора до температуры, соответствующей номинальной нагрузке и номинальному току. Методы испытаний изложены в гл. 4.

¹ Согласно действующим нормативам измеренное значение сопротивления обмотки ротора постоянному току при фиксированной температуре точки ротора и окружающей среды не должно отклоняться от номинальных (заводских) данных более чем на 2%.

Среднюю температуру обмотки возбуждения можно приблизительно определить по ее сопротивлению на основании зависимости

$$t_r = \left[\frac{R_r}{R_o} - 1 \right] (235 + t_o) + t_o, \quad (3.16)$$

где t_r и t_o — температуры обмотки возбуждения при эксплуатации в горячем и холодном состоянии соответственно; R_r и R_o — сопротивления обмотки при указанных температурах.

Измерения обычно проводятся по методу амперметра — вольтметра с использованием приборов класса точности 0,2. Падение напряжений контролируется непосредственно на контактных кольцах (во избежание нестабильности переходного сопротивления щеточного контакта) с помощью металлических пластинчатых щупов. Стабильный тепловой режим обычно устанавли-

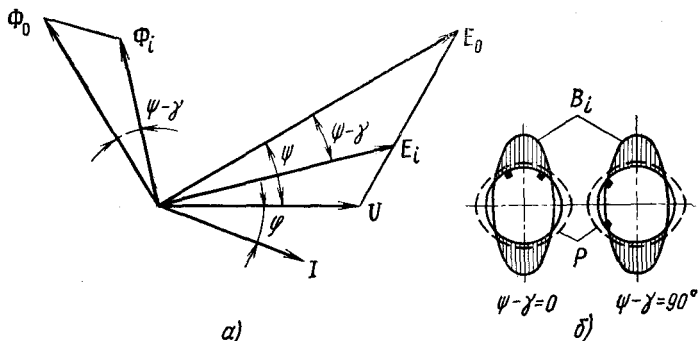


Рис. 3.28. Векторная диаграмма синхронного генератора (а) и распределение потерь по окружности ротора относительно индукции (б).

Φ_o , Φ_i — соответственно ось полюсов и ось внутреннего потока генератора; $\psi - \gamma$ — угол между осями; E_o и E_i — соответственно полная ЭДС и внутренняя ЭДС генератора; V , B_i — соответственно напряжение и индукция генератора; P — силы магнитного тяжения.

вался спустя 5—6 ч после начала нагрева. Наиболее частой причиной тепловой нестабильности роторов генераторов являются также витковые замыкания в их обмотках, значительно реже — закупорка части вентиляционных каналов. Витковые замыкания в роторе приводят к увеличению тока возбуждения, высоким местным нагревам, которые, в свою очередь, могут допол-

нительно привести к нарушению изоляции корпуса и изоляции меди обмотки.

Закороченные витки в обмотке ротора вызывают также искажение распределения индукции под полюсами вследствие появления составляющей индукции от протекания встречного тока в закороченных витках. Поскольку индуцированные ЭДС в стержнях каждого витка имеют противоположные направления, в параллельных цепях обмоток возникают уравнивающие токи. Амплитуда ЭДС зависит от несимметрии кривой индукции, создаваемой обратным током, и определяется значением тока возбуждения, количеством короткозамкнутых витков, их положением по глубине паза (чем ближе к поверхности паза, тем влияние больше), а также углом между осью полюсов и осью внутреннего потока генератора $\psi - \gamma$, при $\psi - \gamma = 90^\circ$ влияние короткозамкнутых витков на нагрев бочки будет максимальным, а при $\psi - \gamma = 0$ — минимальным (рис. 3.28).

Выделяющаяся вследствие витковых замыканий теплота может быть приближенно выражена [71] так:

$$\Delta Q = k \frac{W_K}{W} I_p^2 f[\psi - \gamma] \frac{h_K}{h_0}, \quad (3.17)$$

где W_K и W — количество короткозамкнутых и общее количество витков в обмотке; I_p — ток возбуждения ротора; $f[\psi - \gamma]$ — функция положения короткозамкнутых витков относительно оси полюсов; h_K/h_0 — относительное положение короткозамкнутых витков по глубине паза; k — коэффициент пропорциональности.

Расчеты показывают, что даже при разности температуры в 1°C в крайних точках сечения роторов современных турбогенераторов создаются тепловые прогибы от 0,06 до 0,1 мм, что при частоте вращения 3000 мин^{-1} соответствует дисбалансу, равному примерно половине массы ротора. Такое значение в 4—5 раз превосходит средний остаточный дисбаланс, соответствующий предельно допустимым значениям размаха виброперемещений опор.

Влияние электромагнитных сил и неравномерного нагрева роторов генераторов на вибрационное состояние турбоустановок впервые было обнаружено у турбогенераторов ТВ-50-2 и ТВ2-100-2, имеющих поверхностное охлаждение обмоток.

Подача номинального возбуждения на выводы статора ($V_n = 10$ кВ) одного из генераторов ТВ-50-2 привела к небольшому (всего на 7—10 мкм) возрастанию размахов виброперемещений задней опоры генератора, преимущественно в вертикальной плоскости, с изменением на 40° относительной фазы первой гармоники колебаний, а также на 20 — 25° фазы второй гармоники, однако нагрев ротора генератора током вызвал резкое изменение векторов колебаний опор генератора как по величине, так и по фазе. Особенно большие изменения претерпела осевая составляющая колебаний находящейся вблизи резонанса задней опоры генератора, фаза которой изменилась на 80° , а величина — в 3 раза.

Для выявления дефектов ротора генератора были проведены измерения полного сопротивления (импеданса) его обмотки при различной частоте вращения. Снижение частоты вращения ротора от 3240 до 2400 мин $^{-1}$ вызвало сначала плавное снижение импеданса на $9,3\%$, что объяснялось изменением потерь на перемагничивание в активном железе статора при снижении частоты вращения магнитного потока относительно неподвижных геометрических осей. При частоте вращения около 2000 мин $^{-1}$ произошло скачкообразное увеличение полного сопротивления на $5,4\%$, что соответствовало размыканию 1—2 витков. При частоте вращения 1200 — 1150 мин $^{-1}$ наблюдались всплески тока ротора, после чего ток устанавливался на прежнем уровне. При частоте вращения около 1000 мин $^{-1}$ полное сопротивление вновь увеличивалось на $3,9\%$, что соответствовало размыканию еще 1—2 витков. На основании полученных результатов можно заключить, что в роторе существуют замыкания нескольких витков, самоустраняющиеся при останове агрегата (количество замкнутых витков может быть установлено на основании отношения изменения полного сопротивления к полному сопротивлению обмотки ротора).

Последовавший за исследованиями ремонт генератора полностью подтвердил сделанное заключение, а в результате устранения найденных коротков был ликвидирован тепловой разбаланс ротора.

Обширные исследования были проведены на 22 генераторах типа ТВ-2-100-2 с поверхностным охлаждением обмоток, для которых проблема тепловой нестабильности роторов имела особую остроту.

Возбуждение электромагнитного поля оказывало влияние практически на опоры подшипников турбоагрегата К-100-90+ТВ-2-100, хотя особенно резко это сказывалось на задней опоре генератора и передней опоре турбины, обладающей повышенной чувствительностью ко всяким динамическим воздействиям на валопровод вне зависимости от места приложения последних. Так, например, подача возбуждения на обмотку одного из подобных генераторов привела к возрастанию осевой вибрации задней опоры генератора с 30 до 45 мкм и изменению фазы первой гармоники на 10° , к такому же возрастанию амплитуды вертикальной вибрации передней опоры турбины с изменением фазы ее колебаний

также на 10° , перераспределению реакций близрасположенных опор, например снижению на 8 мкм поперечных колебаний передней опоры генератора с возрастанием на такое же значение поперечных колебаний задней опоры РНД турбины. Замеченные изменения вибрации опор связаны с одновременным изменением как первой, так и второй гармоник, что особенно проявляется у осевых и вертикальных компонентов. Более высокие гармоники, как правило, присутствовали в спектре колебаний только подшипников турбин.

На рис. 3.29 представлены изменения векторов колебаний опор трех генераторов типа ТВ2-100-2 при нагревах их роторов. Из представленных данных видно, что

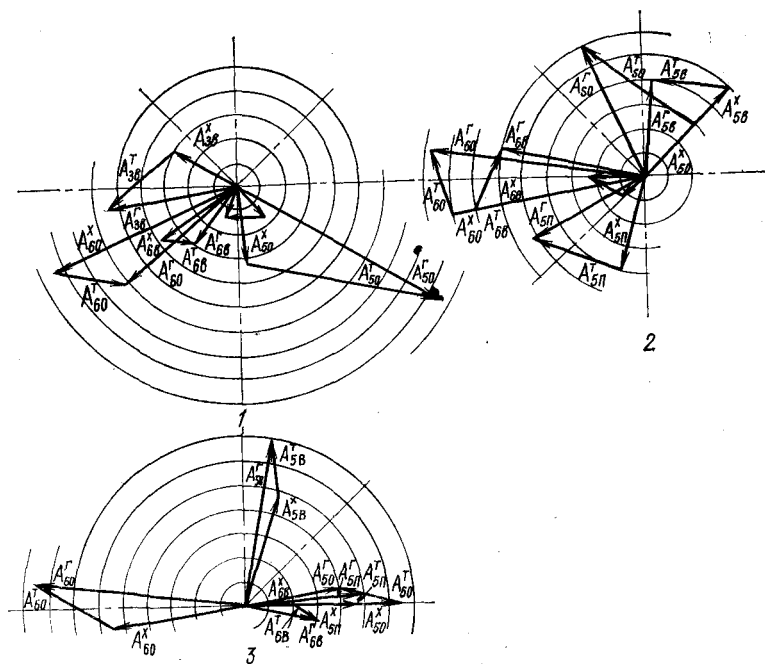


Рис. 3.29. Изменение векторов колебаний опор трех генераторов ТВ2-100-2 из-за тепловой нестабильности.

1 — 3 — номера генераторов; A_{5B}^x , $A_{5П}^x$, A_{50}^x и A_{6B}^x , $A_{6П}^x$, A_{60}^x — вертикальные, поперечные и осевые вибрации опор № 5 и 6 при холодных роторах генераторов ($t_{р} \approx 60^\circ\text{C}$); A_{5B}^y , $A_{5П}^y$, A_{50}^y и A_{6B}^y , $A_{6П}^y$, A_{60}^y — то же, но при горячих роторах (у генераторов № 1 и 2 $t_{р} \approx 112^\circ\text{C}$, а у генератора № 3 $t_{р} \approx 133^\circ\text{C}$); A_{5B}^z , $A_{5П}^z$, A_{50}^z , A_{6B}^z , $A_{6П}^z$, A_{60}^z — вертикальные, поперечные и осевые компоненты тепловых векторов опор № 5 и 6.

чувствительность к тепловой разбалансировке резко повышается при совпадении плоскостей действия механического и теплового дисбалансов, что характерно для генератора № 3. Кроме того, возможны случаи практически взаимноперпендикулярного расположения плоскостей указанных дисбалансов, что при близких значениях последних будет выражаться лишь в изменении суммарной фазы дисбаланса (генератор № 2). Наиболее отчетливо тепловая нестабильность проявляется в зоне более высоких нагревов роторов (от 70 °C и выше).

В целом влияние нагревов роторов на вибрацию для генераторов ТВ-2-100-2 сказывается значительно сильнее их электромагнитного возбуждения.

Характерными проявлениями теплового дисбаланса роторов генераторов ТВ2-100-2 являются резкое возрастание осевых компонентов колебаний опор генератора и передача воздействия генератора на переднюю опору турбины. Процесс теплового разбаланса связан с возрастанием первой гармоники колебаний и практически не отражается на высокочастотных колебаниях.

В связи с ростом единичных мощностей генераторов возросли плотности тока в их обмотках, что потребовало усовершенствования системы охлаждения. Важным шагом явился переход на непосредственное охлаждение обмоток водородом и водой.

Роторы генераторов серий ТВФ и ТВВ имеют самовентилирующуюся систему охлаждения обмоток, при которой газ поступает в охлаждающие каналы обмотки из зазоров через отверстия в пазовых клиньях и, пройдя каналы, выходит через другие отверстия обратно в зазор. Система отверстий группируется в секции — впускные и выпускные.

Нагрев витков катушек будет неравномерным как по длине катушки, так и по высоте паза: вдоль паза он носит пилообразный характер, где пики температур соответствуют выпускным секциям, а провалы — впускным; максимальному нагреву по глубине паза подвержены верхние витки, минимальному нагреву — нижние (рис. 3.30,а).

Генераторы типа ТВВ имеют систему принудительной вентиляции: газ нагнетается во внутренние каналы обмотки ротора и статора компрессором, при этом наблюдается неравномерный нагрев витков от места впус-

ка газа (с концов ротора) к месту его выхода (в средней части ротора). Коэффициент неравномерности нагрева при двусторонней подаче газа для генератора ТГВ-200 достигает 1,7—1,8.

Более равномерное распределение температуры получается у генераторов ТГВ-300, имеющих раздельное

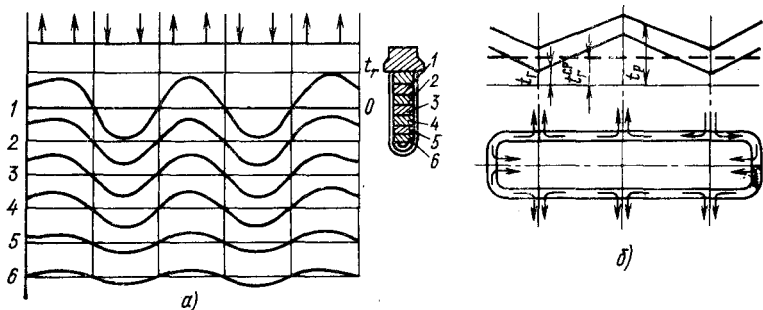


Рис. 3.30. Распределение температуры вдоль ротора генератора. а — самовентилируемые роторы (типа ТВВ и ТВФ); б — роторы с принудительной двусторонней вентиляцией (типа ТГВ); 1—6 — номера втулок (рядов витков); $t_{\text{в}}$, $t_{\text{р}}$, $t_{\text{г}}$ — соответственно температура витков, ротора и газов; $t_{\text{ср г}}$ — средняя температура газов.

охлаждение пазовых и лобовых частей (рис. 3.30,б). В этом случае газ подается во внутренние каналы проводников через отверстия в боковых стенках вблизи концов бочки ротора. Здесь поток газа разделяется на два: один направляется в пазовую часть, другой — в лобовую. Выход газа из пазовой части происходит в середине ротора, из лобовой — в середине торцевой части витков.

При непосредственном водородном охлаждении обмотки ротора имеется открытый доступ к меди витков через вентиляционные каналы, вследствие чего вероятность нарушения корпусной и витковой изоляции обмотки роторов выше, чем в старых машинах с косвенным охлаждением. Замыкание между витками обмотки ротора может получиться не только при воздействии влаги, посторонних предметов, грязи, но и при монтаже обмотки (при ее укладке), а также при перемещении обмотки в пазу. Кроме того, смещение обмотки ротора при пусках и остановках агрегата может привести к перекрытию части вентиляционных отверстий, что также

влечет за собой повышенный местный нагрев обмотки с последующим повреждением изоляции. Таким образом, конструктивно система с непосредственным охлаждением обмоток дает большие возможности для создания неравномерного охлаждения ротора по сравнению с генераторами старых конструкций.

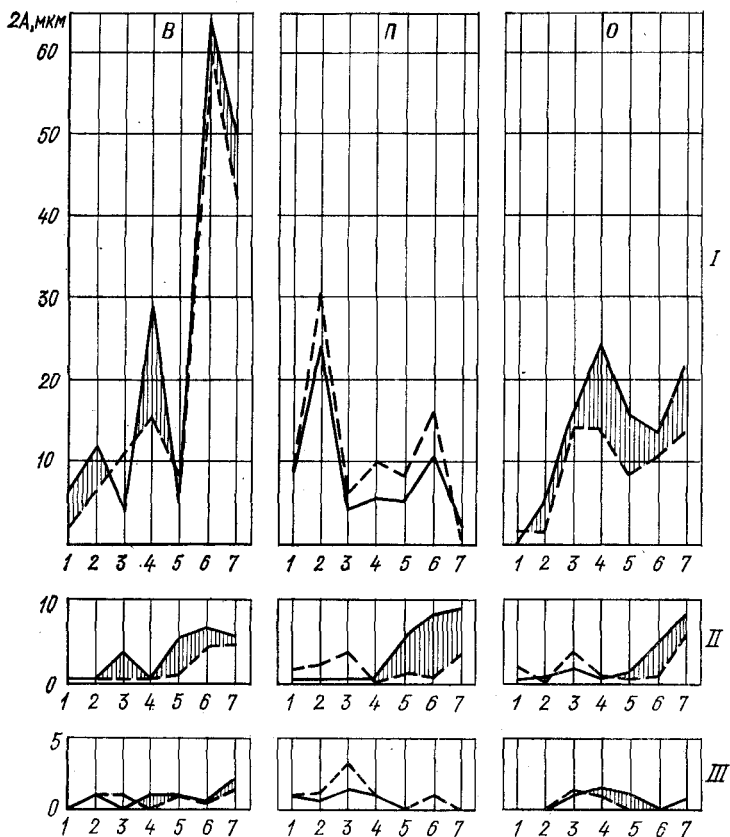


Рис. 3.31. Изменение гармонического состава вибрации опор турбоагрегата К-200-130+ТГВ-200 под влиянием электромагнитного поля генератора.

В, П, О — соответственно вертикальные, поперечные и осевые компоненты вибрации; *2А* — размах виброперемещений; *1—7* — номера опор (см. рис. 3.17); *I—III* — первая, вторая и третья гармоники колебаний; — — — холостой ход без возбуждения; — — — холостой ход с номинальным возбуждением.

Типичные результаты исследования влияния электромагнитного поля генератора ТГВ-200 на вибрационное состояние турбоагрегата К-200-130+ТГВ-200 представлены на рис. 3.31.

Как видно, возбуждение генератора приводит к росту первой гармоники вертикальных и осевых составляющих колебаний почти всех опор подшипников турбоагрегата (за исключением задних опор РСД и РНД— № 3 и 5) и к снижению уровня их поперечных составляющих, т. е. происходит как бы изменение направления колебаний опор. Однако уровень общей вибрации опор зависит как от первой, так и от второй гармоники колебаний, доля которой для подшипников генератора, а также для опор № 3 и 5 турбины при возбуждении генератора возрастает. Изменение более высоких гармоник — третьей, четвертой и пятой — незначительно.

Для некоторых генераторов того же типа влияние электромагнитного поля проявлялось, наоборот, в возрастании первой гармоники поперечных компонентов колебаний подшипников (особенно подшипников РСД— РНД) турбины при одновременном снижении их вертикальных компонентов.

Более редки случаи, когда воздействие электромагнитного поля приводило к снижению вибрации турбоустановки в первую очередь в вертикальной плоскости (в 2—3 раза). Гармонический анализ при этом показал, что снижение вибрации возникало исключительно за счет первой гармоники колебаний. При устранении витковых замыканий в роторе генератора в этом случае пришлось устранять его механический дисбаланс, действие которого до этого нейтрализовалось противоположно направленными силами одностороннего магнитного тяжения.

Пример влияния на вибрацию турбоагрегата К-200-130+ТГВ-200 теплового разбаланса ротора генератора иллюстрируется рис. 3.32. Ротор нагревался током от 34 до 70°C при неизменной активной нагрузке 70 МВт и реактивной нагрузке 120 МВ·А. В данном случае влияние теплового прогиба ротора генератора распространилось не только на опоры генератора (№ 6 и 7), но и на примыкающую заднюю опору РНД турбины (№ 5) и в какой-то мере на опоры № 3 (осевая вибрация) и № 4 (поперечная вибрация). Плоскость теплового прогиба ротора генератора совпала с плоскостью

остаточного дисбаланса, на что указывает неизменность фазовых соотношений колебаний опор. Подобное распространение влияния теплового дисбаланса связано с динамическими свойствами системы валопровод — опоры турбоагрегата, а также наличием существенной расцентровки роторов.

Вибрационные исследования 10 турбоагрегатов с генераторами ТГВ-300 не позволили обнаружить ни одного случая изменения вибрации при их возбуждении, что, в первую очередь, объясняется конструкцией генерато-

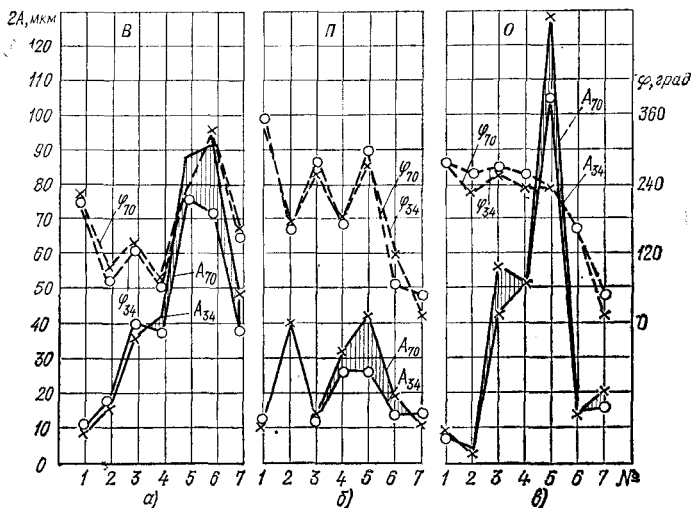


Рис. 3.32. Влияние тепловой нестабильности ротора генератора на вибрационное состояние турбоагрегата К-200-130+ТГВ-200. (Активная нагрузка $N_a=70$ МВт, реактивная $N_p=120$ МВ·А).

В, П, О — соответственно вертикальные, поперечные и осевые компоненты вибрации; $2A$ — размах виброперемещений, мкм; φ — относительная фаза вибрации опор, град; № — номера опор (см. рис. 3.17); A_{70} , φ_{70} и A_{34} , φ_{34} — соответственно размахи и относительные фазы виброперемещений опор при температуре ротора генератора 70 и 34°C.

ров. Однако результаты исследований с нагревом этих роторов показали, что последние также подвержены тепловой нестабильности, особенно в диапазоне максимальных значений тока ротора (от 2,6 до 2,8 кА), где интенсивность воздействия последнего на вибрацию подшипников резко повышается (рис. 3.33,а). Как показали электрические испытания генераторов этой серии, данное явление связано с дополнительным перегревом об-

мотки при вышеуказанных значениях тока ротора, что влияет на неравномерность его температурного поля. Анализ циклограмм движения центров сечения роторов генераторов вблизи их опор и фазовые характеристики показали, что направление вектора теплового прогиба роторов генераторов в этих случаях совпадало с направлением действия их остаточных механических дисбалансов. Поэтому при разогреве роторов генераторов в первую очередь происходит повышение их вибрации, а также вибрации РНД турбины. Воздействие на другие части агрегата менее существенно. Характерно, что для данных генераторов не наблюдается обычно повышенной чувствительности к тепловому дисбалансу осевых компонентов колебаний опор, что связано с их конструкцией: подшипники встроены в крышки статора генератора, вследствие чего приобрели повышенную жесткость в указанном направлении.

В отличие от генераторов ТГВ-300 электромагнитное поле генераторов ТВВ-320-2 заметно влияет на вибрационное состояние турбоустановок (рис. 3.33,б). Возбуждение генератора увеличивает вертикальные и поперечные составляющие колебания опор на 2—20 мкм и перераспределяет уровень осевых колебаний смежных опор с соответствующим изменением относительной фазы колебаний последних. Все эти изменения в основном происходят за счет первой гармоники колебаний при некотором изменении второй гармоники. Турбогенераторы этого типа обладают большей по сравнению с турбогенераторами типа ТГВ тепловой нестабильностью, влияющей на уровень вибрации всего агрегата. Так же как и у генераторов ТГВ-300, возрастание интенсивности влияния тока ротора наблюдается в зоне, близкой к его номинальным значениям (2,5—2,8 кА).

При проведении многолетних исследований не было обнаружено ни одного случая влияния магнитной асимметрии из-за неправильной радиальной установки роторов генераторов в расточке статоров. Вместе с тем было зафиксировано несколько случаев неправильной осевой установки ротора генератора по отношению к статору, что вызывало осевую магнитную несимметрию.

При монтажном смещении статора генератора в сторону возбудителя на величину, равную половине теплового расширения ротора, возбуждение генератора приводит к смещению ротора в ту же сторону, в результате

чего оси ротора и статора совместятся. Это положение будет неизменным при всех режимах эксплуатации. Возникшие первоначально осевые усилия по мере прогрева ротора уменьшаются, т. е. силы электромагнитного тяжения в этом случае оказывают стабилизирующее воздействие и вызывают уменьшение вибрации опор генератора, особенно в осевом направлении. Кроме того,

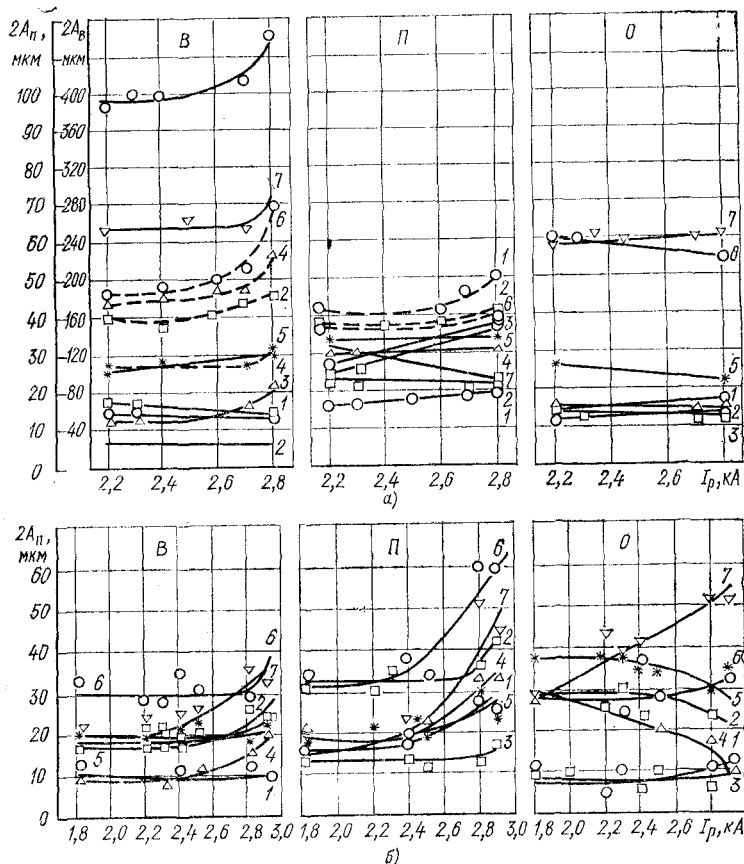


Рис. 3.33. Влияние нагревов роторов генераторов на вибрационное состояние турбогенераторов

а — генератор типа ТГВ-300; б — генератор типа ТВВ-320-2; $2A_{\text{П}}$, $2A_{\text{В}}$ — соответственно размахи виброперемещений подшипников и близлежащих участков вала; В, П, О — вертикальные, поперечные и осевые компоненты вибрации; — — — — вибрация подшипников; — — — — вибрация вала; I_p — ток ротора; 1—7 — номера подшипников турбоагрегатов.

неправильная осевая установка статора генератора неизбежно приводит к осевой магнитной асимметрии и возрастанию вибрации при взятии возбуждения. Особенно резко это влияет на осевые компоненты колебаний подшипников генератора.

Таким образом, довольно часто находящиеся в эксплуатации роторы генераторов с безопасным для работы количеством короткозамкнутых витков подвержены воздействию сил одностороннего магнитного тяжения, значение которых близко к значению сил остаточного дисбаланса ротора. Эффект влияния на вибрацию турбоагрегата суммарного воздействия сил остаточного дисбаланса ротора генератора и сил одностороннего магнитного тяжения зависит от фазового угла между ними и может приводить к пропорциональному этим силам возрастанию или снижению вибрации генератора. Влияние генератора на вибрацию соединенных с ним роторов турбин определяется соотношением векторов остаточных дисбалансов последних и результирующего вектора — суммы дисбаланса ротора генератора и силы одностороннего магнитного тяжения. Эти силы характеризуются первой гармоникой колебаний. Возникающие при появлении электромагнитного поля вторые гармоники колебаний определяются двухполюсной конструкцией ротора генератора и отчасти неравножесткостью его поперечного сечения.

Наиболее сильное воздействие витковых замыканий (реже — нарушение режима вентиляции обмотки) проявляется в виде тепловых прогибов роторов генераторов. Возникающие тепловые дисбалансы в несколько раз превышают допустимые механические дисбалансы роторов генераторов и являются одной из основных причин изменения вибрационного состояния турбоагрегатов при эксплуатации.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРИЧИН ВИБРАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТОВ

4.1. ЦЕЛЬ ВИБРАЦИОННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Основными целями вибрационных исследований турбоагрегатов являются:

- оценка вибрационного состояния;
- выявление причин повышенной вибрации;

определение условий, способствующих интенсификации колебаний;

разработка и реализация мер по устранению повышенного уровня вибрации;

диагностирование неполадок в работе агрегата в будущем.

Устранение повышенной вибрации современного крупного турбоагрегата требует знания его основных динамических характеристик при различных условиях эксплуатации; отклонение характеристик от типовых уже само по себе может явиться свидетельством дефектов данного турбоагрегата. К числу основных динамических характеристик относят частотные характеристики системы валопровод — опоры — фундамент и их основных элементов. Эти основные частотные характеристики, как правило, определяются при вибрационных исследованиях головных турбоагрегатов каждой новой серии и состоят из двух основных этапов:

определение частотных характеристик статорной системы турбоустановки (опоры — фундамент) после ее монтажа непосредственно перед пуском в эксплуатацию;

определение частотных характеристик системы валопровод — опоры — фундамент при пуске турбоустановки, во время набора оборотов и при выбеге.

На основании полученных частотных характеристик производится оценка степени отстройки от рабочей частоты вращения собственных частот колебаний валопровода и отдельных элементов турбоустановки, выявляется характер распределения дисбаланса вдоль валопровода и его значение.

Помимо определения сил дисбаланса, являющихся основными возмущающими вибрацию силами, исследования должны включать ряд опытов, позволяющих выявить присутствие других некомпенсированных сил — электромагнитных, паровых, а также неконсервативных сил смазочного слоя подшипников и парового потока.

При установлении причин вибрации важно в первую очередь выявить условия возникновения возмущающих вибрацию сил: изучить технологию изготовления, монтажные или эксплуатационные факторы. Поэтому помимо чисто вибрационных измерений в объем исследований зачастую должны входить исследования условий эксплуатации турбоустановки (см. гл. 3). Важным дополнением, например, может быть изучение параметров,

характеризующих работу опорных подшипников (траектории всплытия цапф, их перекосов) и гидроподъема; перераспределение статических и динамических нагрузок на опорах и соответствующие смещения валопроводов; изменения напряжений в шейках роторов, в болтах соединительных муфт, в лопаточном аппарате турбин и наиболее напряженных элементах генератора. Весьма ценные данные для характеристики условий работы валопроводов турбоагрегатов могут дать измерения высотных отметок элементов статоров с помощью гидро-статических уровней, в настоящее время значительно усовершенствованных (см. гл. 3). Положение цапф роторов относительно вкладышей и оценка перераспределения реакций опор могут быть определены как с помощью измерения давлений в масляном клине подшипников, так и с помощью специальной аппаратуры с тензорезисторами в качестве чувствительных элементов (см. гл. 3).

К сожалению, отсутствие надежной системы телеметрической передачи сигнала датчиков с вращающегося валопровода турбины не позволяет широко использовать тензометрирование шеек роторов, соединительных болтов муфт и других напряженных частей как составную часть комплексных вибрационных исследований турбоагрегатов. Однако в перспективе оценка напряженного состояния наиболее ответственных деталей машины с помощью тензометрии и установление прямых связей между колебаниями и напряжениями, безусловно, станут неотъемлемой частью наиболее серьезных динамических исследований турбоагрегатов.

Полученные динамические характеристики головного турбоагрегата должны существенно облегчить установление причин вибрации однотипных турбоагрегатов.

В зависимости от условий выяснение причин повышенной вибрации конкретного турбоагрегата может проводиться при номинальной нагрузке и постоянных эксплуатационных параметрах или при переменных режимах работы, включая работу на холостом ходу. Если в первом случае в качестве основного средства могут быть применены аналитические методы анализа вибрации, то во втором случае можно получить также непосредственно характеристики, выявляющие действие основных возмущающих вибрацию сил.

Основные мероприятия по снижению повышенной

вибрации турбоагрегатов связаны, в первую очередь, с устранением или компенсацией возмущающих сил (см. гл. 3).

На электростанциях возможна компенсация сил дисбаланса, неконсервативных сил масляного слоя подшипников и парового потока. Эти вопросы рассмотрены в гл. 5 и 6. Устранение влияния на вибрацию электромагнитных сил генератора, в большинстве случаев связанных с магнитной несимметрией, обычно требует переделок или ремонта генератора в заводских условиях (по существу, замены генератора) и поэтому здесь не рассматривается. Исключением является возможность компенсации влияния теплового разбаланса ротора генератора с помощью балансировки (см. § 3.4).

При выявлении влияния на уровень вибрации эксплуатационных факторов компенсация последних в первую очередь связана с организацией правильной центровки валопровода, а также нормальных условий работы соединительных муфт и опор подшипников.

Более сложными являются ликвидация выявленных резонансов опорных элементов турбоустановки или отстройка критических частот колебаний валопровода турбины от рабочей частоты вращения: в первом случае потребуются повышение жесткости опор подшипников или несущих элементов фундамента, а во втором — перепроектирование турбины (если изменение жесткости частей статоров не привело к желаемому результату). Поэтому наиболее реальный путь — снижение уровня остаточного дисбаланса валопровода до такой степени, чтобы даже при резонансе вибрация не превосходила установленных норм.

Особую группу составляют причины вибрации, обусловленные дефектами изготовления, монтажа или ремонта турбоустановки, такие, как эллипсность шеек роторов, повреждение упругих элементов гибких муфт, неконцентричность соединения роторов жесткими и полужесткими муфтами («коленчатость»), перекосы торцов жестких муфт, ослабление плотности посадки деталей (муфт, дисков) на валу, заедания в шпонках при расширении цилиндров и перемещениях опор, износы и нарушения крепежа элементов подшипников, появление некомпенсированных усилий от турбопроводов и т. п. Все эти дефекты устраняются во время ревизии турбоагрегатов при их ремонтах. Методы их устранения под-

робно описаны в [1, 72, 118]. Во всех сложных случаях вибрации турбоагрегата исследовать ее причины следует непосредственно перед выводом агрегата в ремонт, чтобы период ремонта был использован для тщательной ревизии турбоагрегата с устранением обнаруженных дефектов.

4.2. АНАЛИТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ВИБРАЦИОННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Методы вибрационных исследований развиваются по мере углубления знаний в области динамики современного турбоагрегата и прогресса виброизмерительной техники.

Существующие аналитические методы вибрационных исследований можно подразделить на следующие группы: временной анализ, частотный анализ, статистический анализ.

С точки зрения частотного диапазона вибрационные исследования можно разделить на три области: низкочастотного анализа (до 100—150 Гц), высокочастотного анализа (до 1—3 кГц) и ультразвукового или акустического анализа. В настоящее время освоена лишь область низкочастотного анализа и идет освоение высокочастотной области. Что касается третьей области, то ее освоение связывается с дальнейшим развитием акустической эмиссии.

Особенность анализа в различных частотных диапазонах заключается в том, что низкочастотные компоненты, как правило, характеризуют наличие конкретных дефектов оборудования (дисбаланс из-за вылета лопатки, низкочастотная вибрация из-за потери устойчивости, вибрация с частотой 100 Гц из-за магнитной несимметрии и т. п.), в то время как высокие частоты могут содержать характеристики предаварийного состояния агрегата, поэтому область высоких частот особенно важна для вибрационной диагностики.

Из различных методов анализа вибрации, несомненно, старейшим является временной, появившийся более 30 лет назад с появлением механических вибрографов. На этой стадии анализ виброграмм позволял определять амплитуды и три основные гармоники вибрации и связать их с соответствующими причинами.

На рис. 4.1 представлены характерные виды виброграмм при отмеченных выше случаях вибрации, а в табл. 4.1 дан перечень основных причин вибрации, вызы-

Таблица 4.1

Кратность основной частоте вибрации	Причины вибрации
1	Дисбаланс валопровода Прогиб ротора Тепловая неустойчивость ротора Расцентровка при жестких муфтах Ослабление статической жесткости крепления опорной конструкции Резонансные колебания
2	Эллиптичность цапф Неравножесткость поперечного сечения ротора генератора Резонансные колебания элементов статора из-за ослабления крепежа Магнитная несимметрия генератора Расцентровка гибких и жестких муфт
$\approx 0,5-0,55$	Неконсервативные силы масляного слоя подшипников скольжения и парового потока
≥ 2	Различные виды задеваний элементов ротора о части статора Дефекты подвижных муфт Отрыв опор подшипников от фундамента

вающих эти колебания. Общеизвестно, что синусоидальная форма вибрации основной частоты в большинстве случаев связана с дисбалансом ротора, хотя иногда она может характеризовать и расцентровку валопровода (при жестком соединении роторов), а также резонансные колебания элементов турбоустановки. Составляющие вибрации, имеющие частоту, равную примерно половине рабочей, чаще всего характеризуют неустойчивость роторов на масляной пленке подшипников («масляная» вибрация), а вибрация с частотой собственных колебаний РВД — РСД возникает из-за совместного воздействия циркуляционных сил масляной пленки подшипников и парового потока. Вибрация двойной частоты

ты (100 Гц), характерная для подшипников, статора и фундамента генератора, обычно связана с появлением сил магнитной несимметрии ротора генератора и неравножесткостью поперечного сечения его ротора. Однако появление второй гармоники возможно также из-за овальности и эксцентриситета цапф и из-за расцентровки гибких и полугибких муфт. Если виброграмма носит характер биеений, то они вызваны наложением двух близких по частоте колебаний (например, при наличии возмущающего импульса, частота которого близка к частоте собственных колебаний). Если виброграмма представляет собой ряд кривых свободных затухающих колебаний, то налицо периодические удары ротора о статор (например, удары галтели вала о торец вкладыша подшипника). Наконец, наложение на виброграммы высокочастотных составляющих преимущественно нечетных гармоник, как правило, связывается с ударами и задеваниями роторов о статоры. Следует учесть, что получающийся в результате сложения нечетных гармоник крутой фронт виброграмм определяет повышенный уровень действующих виброускорений (усилий), в то время как близкая к синусоиде вибрация определяет минимум их значений (при тех же значениях размахов колебаний).

Однако следует иметь в виду, что на практике весьма редко можно встретиться с чисто синусоидальными колебаниями; почти всегда соответствующие компоненты выделяются из сложного спектра вибрации. Методика обработки виброграмм изложена в [73].

Временной анализ не потерял своего значения и до настоящего времени. Возникший на базе простейшего способа (в настоящее время усредненный) временной анализ с применением ЭВМ позволяет автоматически обеспечивать расшифровку виброграмм сложного гармонического состава.

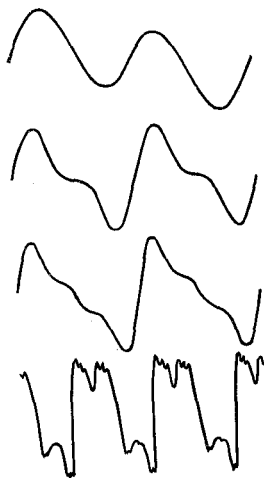


Рис. 4.1. Характерные виброграммы.

Следующим этапом явилось применение для анализа вибрации двухкомпонентных механооптических виброметров (типа Дэви), замененных впоследствии катодно-осциллографной трубкой. Одновременная двухкомпонентная регистрация колебаний движущейся точки по двум взаимно перпендикулярным направлениям позво-

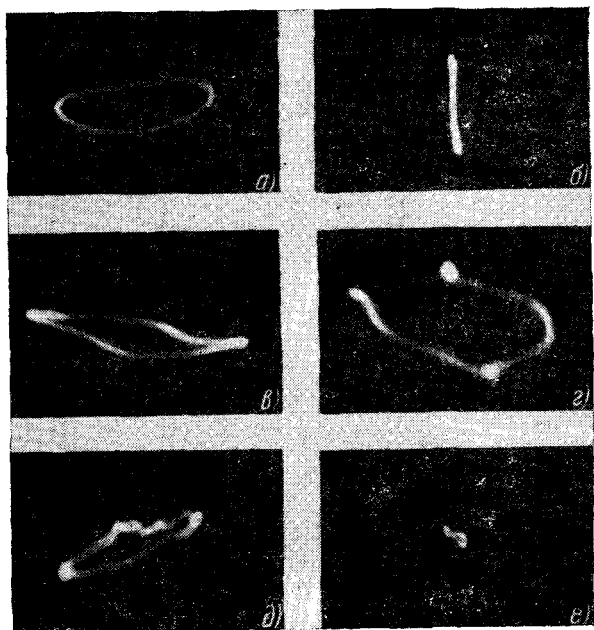


Рис. 4.2. Фигуры Лиссажу при различных причинах вибрации турбины.

а — дисбаланс при повышенной чувствительности опоры в горизонтальной плоскости; *б* — вертикальные резонансные колебания; *в* — ослабление крепления опоры; *г—д* — задевания; *е* — магнитная несимметрия генератора второй гармоники.

ляет получить ее траекторию движения (фигуры Лиссажу) и по ней судить о характере самого движения. Если частоты суммируемых процессов соизмеримы, то фигуры имеют замкнутую форму и по ним достаточно просто найти отношение суммируемых частот и сдвиг фаз колебаний между ними [73]. Если частоты суммируемых

процессов несоизмеримы, то фигуры Лиссажу — незамкнутые; это, в частности, бывает при низкочастотных колебаниях.

Двухкомпонентная регистрация колебаний используется для анализа движения элементов статора турбины (чаще всего опор подшипников). В [117] подробно рассматриваются результаты сопоставления фигур Лиссажу с установленными впоследствии причинами вибрации. На рис. 4.2 представлены наиболее характерные фигуры, полученные при исследованиях. Эллипс во всех случаях будет характеризовать наличие основной гармоники колебаний, причем направление его большой оси определяет направление повышенной податливости опоры. Переход эллипса в прямую линию характеризует резонансные колебания в заданном направлении (рис. 4.2,а,б). Вытянутый с заостренными ярко светящимися концами эллипс был зафиксирован при ослаблении крепежа опоры (рис. 4.2,в). Появление на эллипсах ярко светящихся пятен (рис. 4.2,г,д) характеризует задевание вращающихся деталей о неподвижные элементы статора. Появление восьмерок определяет присутствие второй гармоники колебаний (рис. 4.2,е).

Не менее важную информацию может дать изучение траектории движения частей роторов турбоагрегата, в частности траекторий движения центра цапфы (см. гл. 1). Одновременная фиксация перемещений по двум координатам позволяет получить четкое представление об условиях работы цапфы на масляном слое подшипника, оценить степень нагруженности подшипника, устойчивость валопровода и реакции опор. Поэтому двухкоординатные измерения смещений роторов относительно опор стали одним из наиболее информативных показателей вибрационного состояния валопровода турбоагрегата.

Новым этапом в развитии метода вибрационных исследований явилось использование гармонических анализаторов (фильтров), позволивших осуществлять амплитудно-частотный анализ спектра. Первоначально гармонический анализ осуществлялся на постоянной частоте вращения валопровода и сводился к последовательному определению амплитуд гармоник спектра. Результат выражается в виде частотно-линейчатого спектра колебаний конкретной опоры или цапфы ротора, а для групп контролируемых точек — характеристикой уровня

конкретных гармоник, зафиксированного в какой-то момент (см. рис. 2.11).

В настоящее время использование панорамных анализаторов в реальном времени (см. рис. 1.5) позволяет получать мгновенные спектрограммы, а присоединение к подобным анализаторам двухкоординатных самопис-

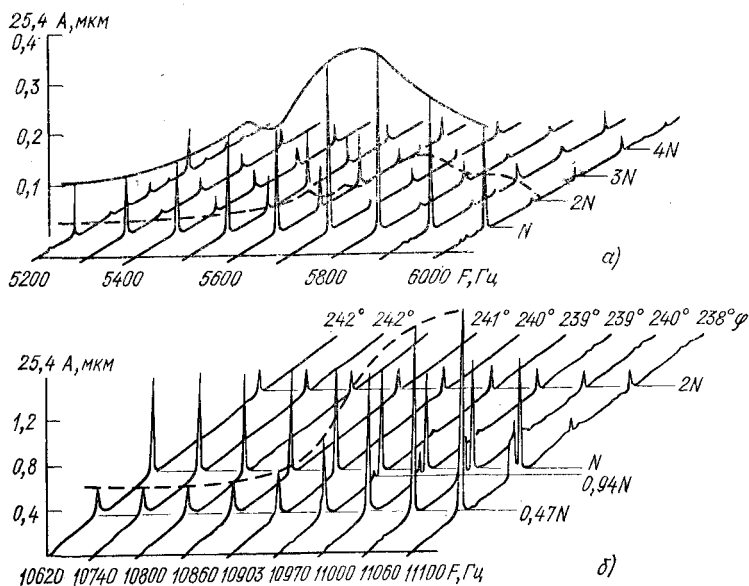


Рис. 4.3. Частотно-спектральные характеристики при различных причинах вибрации.

а — дисбаланс ротора (пунктиром показан уровень первой гармоники после балансировки); *б* — низкочастотные составляющие; *A* — амплитуда гармоник; *N* — порядок гармоники; *F* — частота; φ — фаза первой гармоники.

цев, многоканальных магнитографов или аналогово-цифровых преобразователей с печатающими устройствами обеспечивает получение частотно-спектральных характеристик, т. е. частотных характеристик целой серии гармонических составляющих, одновременно получаемых при пуске или останове турбоагрегата.

Пример частотно-спектральных характеристик приведен на рис. 4.3 [167]. На рис. 4.3, *а* представлен типичный спектр при дисбалансе ротора по первой форме. Характерно, что уровень высокочастотных составляющих

спектра имеет корреляционную связь с уровнем дисбаланса. Сплошная кривая соответствует уровню первой гармоники до балансировки, а пунктирная — после нее. Спектрограмма на рис. 4.3,б характерна для состояния турбоагрегата непосредственно перед возникновением интенсивных низкочастотных вибраций, когда уровень низкочастотной гармоники превалирует над остальными. Характерно, что в таких случаях наряду со спектром колебаний с частотами, кратными рабочей частоте, вследствие нелинейных эффектов в подшипниках появляется спектр колебаний с частотами, кратными низкой частоте. Важным компонентом анализа являются фазовые соотношения гармоник. На представленных характеристиках координата фазы первой гармоники (или нескольких гармоник) расположена параллельно координате амплитуд. Подобные частотно-спектральные характеристики являются основой вибродиагностики, задача которой — «привязка» конкретной спектральной характеристики вибрации к условиям, предшествующим серьезным повреждениям турбоагрегата.

Выше (см. гл. 2) было показано, что при разработке вибрационных норм используются статистические методы анализа параметров вибрации. Статистический анализ может быть использован и при разработке нормативных критериев для оценки спектра вибрации. В этом случае сущность статистического метода будет заключаться в определении на основе экспериментальных данных поля допуска для уровня каждой гармонической составляющей спектра вибрации конкретного типа турбоагрегата. В качестве исходной предпосылки для выборки данного объема распределение вероятностей уровней вибрации на каждой частоте считается заранее известным: накопленные к настоящему времени данные о турбоагрегатах различных типов показывают, что распределение вероятностей уровней вибрации с достаточной степенью приближения следует нормальному закону распределения.

Материалом для статистического анализа служат таблицы амплитудных значений всех учитываемых гармоник спектра, в результате обработки которых получают усредненный статистический компонент, который становится нормой, в то время как граничные значения формируют ожидаемые значения. Полученные таким образом нормативные спектральные характеристики

конкретных типов турбоагрегатов представляют собой базовые критерии, служащие для оценки и сравнения однотипных машин. Всякое отклонение какой-либо гармоник от нормативной величины должно быть тщательно проанализировано и объяснено. При получении данных вибрации для статистической обработки должна быть обеспечена идентичность эксплуатационных условий.

При проведении исследований и устранении вибрации турбоагрегатов все описанные выше методы анализа должны быть сведены в единую программу вибрационных исследований.

4.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОПОРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ТУРБОАГРЕГАТОВ ПЕРЕД ПУСКОМ В ЭКСПЛУАТАЦИЮ

Определение динамических характеристик опорных конструкций (опор подшипников и несущих их элементов, фундаментов) является первым этапом комплексных вибрационных исследований, который необходимо осуществлять для всех головных турбоустановок.

Следует отметить, что, с одной стороны, сложная конструкция опор не позволяет расчетным путем определить их динамические характеристики, с другой стороны, отсутствие учета динамических свойств опор и масляного слоя опорных подшипников приводило к значительным погрешностям при расчете критических частот вращения валопроводов турбоагрегатов и не позволяло выявить большое число резонансных состояний их отдельных элементов и системы в целом.

Согласно РТМ [114] оценка динамических свойств собственно фундамента должна проводиться путем определения его динамической податливости до установки на него оборудования, вследствие чего весь эксперимент можно разделить на два этапа: определение динамической податливости ненагруженного фундамента; определение динамических характеристик опорных конструкций турбоустановки после монтажа турбоагрегата. Поскольку динамические характеристики ненагруженного фундамента, как показали исследования, значительно отличаются от динамических характеристик опорных элементов турбоустановки после монтажа оборудования, определение их может представлять интерес только для проектировщиков фундаментов.

Как известно, динамическая податливость опоры — это перемещение ее контролируемой точки под влиянием единичной динамической силы (см. гл. 3). Поэтому широко известные коэффициенты балансировочной чувствительности опор (см. гл. 5) — это частные случаи коэффициентов динамической податливости. Отличие одних от других заключается лишь в характере приложения возмущающей силы.

роторе и нарушении обычных динамических связей. Возникающая при этом погрешность результатов существенно возрастает по мере увеличения массы удаленного ротора и степени связанности колебаний опоры в ортогональных направлениях, т. е. когда перекрестные коэффициенты податливости соизмеримы с диагональными. Поэтому в последнее время все более широко используются круговые вибраторы, которые устанавливаются на опору и не требуют выемки ротора. Как показали сравнительные испытания, проведенные УралВТИ и ТМЗ, расхождения податливостей опор, определенных при разных установках вибраторов, достигают 25%

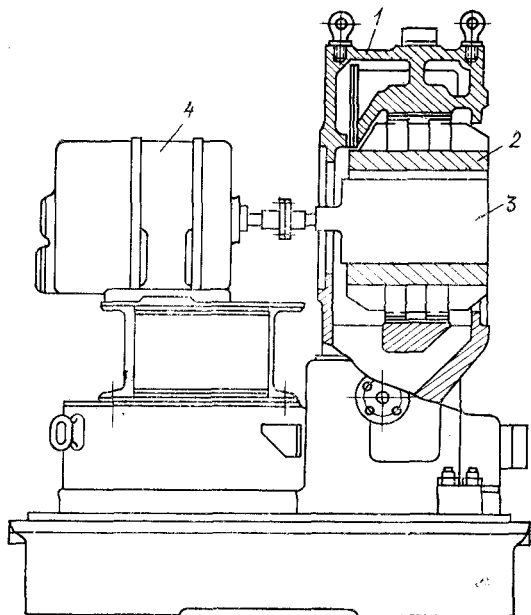


Рис. 4.4. Установка вибратора в опоре турбины.

1 — корпус подшипника; 2 — фальшвкладыш; 3 — вибратор; 4 — электродвигатель.

при возбуждении горизонтальных колебаний и 50% при возбуждении вертикальных. Однако часть полученных погрешностей связана с переносом места приложения возмущающей силы из расточки вкладыша на разъем подшипника.

Основные точки измерения колебаний располагаются на верхней крышке и в плоскости горизонтального разреза по оси симметрии вкладыша каждого подшипника. Кроме того, точки измерения колебаний располагаются у основания опор подшипников, на фундаментной плите, по контуру подшипников, на поперечных ригелях, продольных балках, колоннах и нижней плите фундамента.

Для измерения колебаний используется аппаратура того же типа, которая применяется и при других видах вибрационных ис-

следований (см. гл. 1). Успех эксперимента, как это принято при проведении любых измерений, оценивается относительной погрешностью определения податливостей опор, определяемой известными способами (см. гл. 1) и зависящей в основном от точности измерения параметров вибрации (не считая методологических погрешностей).

По предложению Е. С. Сорокина [123], с достаточной для практики точностью параметры демпфирования — логарифмический декремент колебаний и коэффициент рассеяния энергии — можно получить, используя экспериментальные частотно-амплитудные характеристики по формулам

$$\delta = \pi \frac{n_2 - n_1}{n_c}; \quad (4.2)$$

$$\psi = 2\delta, \quad (4.3)$$

где n_2 и n_1 — частоты после и до резонанса, при которых амплитуды виброперемещений соответствуют 0,707 амплитуды вибросмещений при резонансе с частотой n_c .

Естественно, что точность определения δ и ψ таким методом зависит от степени отстройки двух близко расположенных резонансов системы и от степени ее затухания.

Выше (см. гл. 3) отмечалось, что в связи со значительно большей жесткостью конструкции выносных опор по сравнению с несущими ее элементами фундаментов динамические податливости выносных опор в основном определяются динамическими свойствами опорных элементов фундамента и отклонение их от средних значений динамической податливости конкретной опорной конструкции данного турбоагрегата (см. табл. 3.4) будет свидетельствовать о недостатках изготовления или монтажа данного элемента турбоустановки. Большие трудности представляет анализ динамической податливости встроенных опор, зависящей как от конструкции фундамента, так и от ЦНД. Элементы встроенных опор ЦНД, обладающие достаточной жесткостью в радиальной плоскости, не всегда обеспечивают отсутствие резонансов в аксиальной плоскости, что зачастую серьезно затрудняет виброналадку агрегатов.

Характеристики динамической податливости опор типовых турбоагрегатов представлены в табл. 2.1.

4.4. ВИБРАЦИОННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРИ ПОСТОЯННОМ РЕЖИМЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТУРБОУСТАНОВКИ

Детальное обследование турбоустановки при нормальном режиме эксплуатации является первым этапом выяснения причин повышенной вибрации, при этом используются описанные в § 4.2 аналитические методы исследований, помогающие получить наиболее подробные сведения, требующиеся для непосредственного установления причин вибрации или для констатации необходимости проведения дальнейших более детальных вибра-

ционных исследований с изменением режима работы турбоагрегата.

Можно полагать, что успехи вибродиагностики в высокочастотной области вибрационного спектра в ближайшем будущем позволят при выяснении причин вибрации турбин ограничиться выполнением только этого этапа исследований.

Непосредственно перед проведением вибрационных измерений необходимо произвести сбор и анализ основных сведений по конструкции, монтажу, ремонту и эксплуатации данной турбоустановки, а также данных контроля за вибрацией во время эксплуатации.

Данные по конструкции турбоустановки включают сведения об ее основных элементах (цилиндрах, роторах, соединительных муфтах, опорах, фундаменте) и сведения относительно особенностей соединения цилиндров турбин и конденсаторов, особенностей конструкции генератора (способа охлаждения обмоток, крепежа элементов роторов и статоров и т. д.). Особый интерес представляют данные заводского механического расчета частей роторов турбоагрегата (в том числе расчет критических частот вращения валопровода), а также данные расчета фундамента под динамическую нагрузку.

При ознакомлении с монтажными и ремонтными материалами наибольший интерес представляют данные, непосредственно влияющие на уровень вибрации турбоустановки. Сюда в первую очередь относятся:

изготовление фундамента (режим заливки бетона, нивелировка, отступления от заводских чертежей и технологии изготовления, данные о предварительной осадке фундамента и ее равномерности, отсутствие прогиба верхней плиты); динамические характеристики фундамента (если проводились соответствующие испытания); данные о частотных характеристиках элементов фундамента, в первую очередь элементов, примыкающих к опорным конструкциям агрегата;

установка закладных частей, фундаментных плит и других опорных поверхностей под турбоагрегат;

установка цилиндров турбины, статора генератора и возбуждателя; установка опор; характер распределения нагрузок на опорные поверхности фундамента и элементы машины; степень прилегания опор подшипников и лап цилиндров к фундаментным плитам; данные по податливости опор;

установка линии валов турбоагрегата: качество сочленения валов (данные по проверке коленчатости сопряжения);

установка муфт (данные по насадке муфт, крепежным болтам, торцевым поверхностям и т. п.);

принятая центровка роторов и ее обоснование;

зазоры в подшипниках, натяги их крышек, плотность посадки нижних вкладышей, качество баббита, расчетные удельные нагрузки на каждый подшипник;

зазоры в лабиринтовых уплотнениях (формулярные и действительные);

данные по заводским испытаниям и монтажу роторов турбоагрегатов тепловая проба, остаточный прогиб, эллипсность шеек, натяги посадочных деталей (дисков роторов турбин, капп ротора генератора, полумуфт); испытания на угонную скорость; результаты заводской балансировки;

данные по монтажу генератора: радиальные и осевая установки ротора, состояние водородных и водяных уплотнений, результаты центровки возбудителя с генератором и т. п.;

результаты детальных электрических испытаний генератора (опыты холостого хода и короткого замыкания, проверка наличия витковых замыканий и других дефектов, вызывающих магнитную несимметрию и неравномерный нагрев ротора генератора);

последние данные по балансировке валопровода турбоагрегата в сборе, а также по другим наладочным работам, связанным с устранением вибрации машины или влияющим на ее вибрационное состояние.

Большое значение имеет анализ данных эксплуатации турбоустановки.

Если предстоит испытания головного агрегата, то приходится ограничиться анализом заводских инструкций по пуску и останову, нагружению и разгрузке и условий поддержания нормальных режимов эксплуатации, при этом надлежит обратить внимание на особенности, которые отличают условия эксплуатации данного агрегата от обычных.

При исследовании причин вибрации эксплуатируемого турбоагрегата главное внимание обращается на экспериментальные материалы, характеризующие условия появления повышенной вибрации и других отклонений от нормы. Анализируя данные контроля вибрации машины во время эксплуатации, можно установить связь между изменением режима работы агрегата и уровнем вибрации (изменение электрической нагрузки, расход пара в отбор, параметров пара, перераспределение активной и реактивной мощности генератора, изменение условий охлаждения генератора, вакуум в конденсаторе, влияние порядка открытия регулирующих клапанов, тепловой расцентровки и чрезмерных осевых расширений и т. д.). Особое значение имеет констатация стабильности уровня вибрации турбоагрегата.

В некоторых случаях бывает полезным сопоставление работ нескольких однотипных агрегатов (с целью установления дефекта конструкции или, наоборот, индивидуальных особенностей исследуемого агрегата).

Все перечисленные данные используются для составления предварительного заключения о возможных причинах вибрации и тех факторах, на которые следует обратить внимание при проведении вибрационных

измерений, при этом для подтверждения того или иного факта помимо измерений на номинальном режиме целесообразно провести соответствующие эксперименты, подтверждающие сделанное предположение.

Вибрационному исследованию турбоустановки должна предшествовать стабилизация режима ее эксплуатации, для чего за 5—6 ч до начала обследования следует установить номинальные условия: номинальные параметры свежего пара, вакуум, оптимальные условия охлаждения ротора генератора, номинальные расходы пара в отборы. В течение последующих 6 ч и во время экспериментальных исследований все перечисленные основные параметры должны сохраняться неизменными.

Объектом измерения являются все опоры подшипников, цапфы роторов, элементы фундаментов, несущие опоры. В некоторых случаях проводятся также измерения резонирующих участков верхнего строения фундаментов, а также колонн фундаментов и их оснований.

Измерения вибрации элементов статоров осуществляются в трех взаимно перпендикулярных направлениях, ориентированных относительно оси турбоагрегата. Измерения колебаний цапф ротора производятся в двух взаимно перпендикулярных направлениях — вертикальном и поперечном (относительно оси турбоагрегата). Для возможности сопоставления фаз колебаний разных точек измерения следует обеспечить правильную фазировку стационарных вибродатчиков. При использовании ручного датчика следует строго соблюдать одинаковую ориентацию последнего.

При выборе точек измерения фундамента исходят из задачи получения полной картины передачи колебаний от машины на фундамент, а также установления характера колебаний самого фундамента. С этой целью точки измерений назначают симметрично оси турбоустановки в непосредственной близости от опорных лап подшипников, по высоте стоек-колонн, вдоль ригелей и продольных балок, на консолях у выносных площадок, у основания фундамента.

Выше (см. гл. 1) была дана подробная характеристика вибрации турбоагрегатов и вытекающие из нее требования к объему измерений и к аппаратуре исследований; в § 4.2 описаны методы аналитических иссле-

дований вибрации, которые надлежит применять при проведении данного этапа исследований. Следует подчеркнуть, что основным элементом является гармонический анализ вибрации опор подшипников и других частей статоров турбоустановки. Для получения более надежных результатов измерения высокочастотных гармонических составляющих спектра в качестве измеряемого параметра, так же как и при контроле суммарных значений вибрации, используют виброскорость, а при анализе очень высоких частот — виброускорение.

При колебаниях, имеющих сложный спектр, для более детального последующего анализа в лабораторных условиях целесообразна запись вибрации на магнитную ленту. Интересные результаты получаются при записи траектории движения отдельных точек объекта с помощью двухкоординатных самописцев.

Важная информация получается и при измерении статических и динамических смещений цапф относительно опорных подшипников. Анализ положения цапф в расточках вкладышей позволяет сделать заключение о распределении нагрузок на опоры и условиях работы подшипников, а анализ низкочастотных составляющих спектра колебаний цапф и опор РВД—РСД турбины — о степени устойчивости валопровода.

При виброисследовании турбоустановки при постоянной нагрузке главной задачей является выявление уровня основных сил, вызывающих вибрации, — дисбаланса, электромагнитных и неконсервативных сил масляной пленки подшипников и парового потока, а также условий, способствующих усилению действия этих сил (резонанс конструкции).

Величина и характер распределения остаточного дисбаланса вдоль валопровода оцениваются путем определения соотношений значений относительных фаз колебаний цапф и опор валопровода с последующим сопоставлением их с данными динамической податливости опор и коэффициентами балансировочной чувствительности. Воздействие электромагнитных сил (совместно с неравножесткостью поперечного сечения бочки ротора генератора) в большинстве случаев характеризуется уровнем второй гармоники колебаний, измеряемой на опорах и цапфах ротора генератора. Воздействие неконсервативных возмущающих сил масляной пленки и парового потока характеризуется уровнем низкочастот-

ных составляющих колебаний цапф и опор РВД—РСД турбины.

Если в процессе измерения вибраций элементов статоров (подшипников, элементов фундамента, статоров генераторов) будут обнаружены локальные высокие уровни вибрации (резонансы), необходимо увеличить количество точек измерения с резко повышенным уровнем вибрации, снять контурные амплитудно-ча-

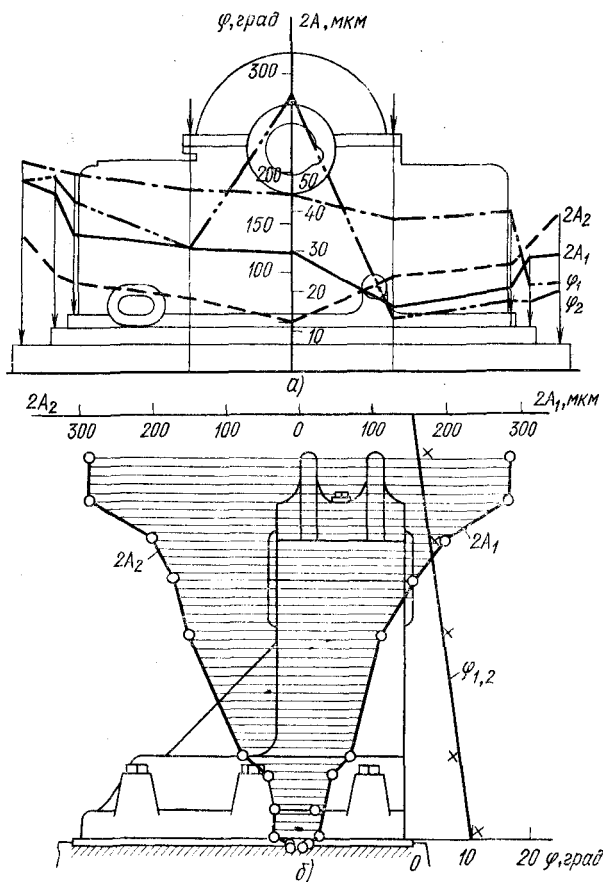


Рис. 4.5. Контурные характеристики колебаний опор турбоагрегата К-100-90+ТВ2-100-2.

а — передняя опора турбины (вертикальная вибрация); *б* — задняя опора генератора (осевая вибрация); $2A_1$, φ_1 и $2A_2$, φ_2 — соответственно размахи и относительные фазы виброперемещений передней и задней частей опор.

стотные и фазо-частотные характеристики элемента и определить характер колебаний.

В качестве примера на рис. 4.5 представлены контурные характеристики двух опор турбоагрегата К-100-90+ТВ2-100-2. В одном случае (рис. 4.5,а) передняя опора турбины совершала сложные несимметричные поворотные колебания, вызванные заклиниванием перемещения опоры из-за повреждения направляющих шпонок. Вследствие повреждения фундаментной подливки в спектре вибрации появились высшие гармоники, что указало на ударный характер колебаний с высоким уровнем виброускорений. В другом случае (рис. 4.5,а) повышенная синусоидальная вибрация задней опоры генератора была связана с попаданием в резонанс с рабочей частотой собственных колебаний опоры в осевой плоскости.

При обследовании крупных турбоагрегатов встречаются случаи повышенной вибрации статоров генераторов, что обычно указывает на ослабление крепления его элементов или повышенный уровень магнитной несимметрии. Выявление этого обстоятельства обычно требует проведения специальных экспериментов.

Данные измерений и анализ вибрации турбоустановки при номинальной нагрузке являются исходными при оценке ее вибрационного состояния, позволяют определить круг вопросов, подлежащих дальнейшему исследованию, а также установить основной характер причин повышения вибрации агрегата и пути их устранения.

Если результаты вибрационного обследования турбоагрегата не дают возможности составить надежное заключение о причинах вибрации, то проводятся исследования с переменными режимами работы турбоустановки.

4.5. ВИБРАЦИОННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТУРБОУСТАНОВКИ

Полный комплекс вибрационных исследований при переменных режимах работы турбоустановки [94] предусматривает последовательное выделение различных факторов, влияющих на вибрации агрегата, и разделяется на следующие этапы:

определение частотных характеристик элементов турбоустановки;

определение влияния электромагнитного поля генератора на вибрационное состояние агрегата;

исследование тепловой уравниваемости ротора генератора;

исследование влияния теплового состояния турбоустановки на изменение условий работы валопровода;

исследование работы турбоагрегата в горячем состоянии.

Перечисленные этапы исследований объединяются в единый режимный график работы турбоустановки (рис. 4.6), который предусматривает проведение исследований с момента пуска турбоагрегата. Если исследо-

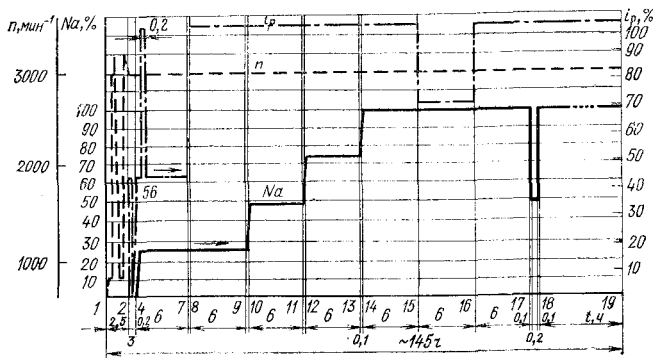


Рис. 4.6. График режимов при вибрационных исследованиях турбоустановки.

N_a — активная нагрузка турбоагрегата; n — частота вращения валопровода;
 I_p — ток ротора генератора; t — время опыта

вания начинаются с момента останова агрегата, последовательность выполнения отдельных этапов может быть изменена. Точно так же, если на основании предварительной информации получены данные, указывающие на вероятную причину вибрации, при проведении перечисленных этапов исследований более детальному изучению подвергаются именно те факторы, которые уже проявились в процессе эксплуатации, при этом в программу могут быть включены специальные опыты. Например, при наличии данных о несоосности валопровода в рабочем состоянии перечисленные этапы вибрационных исследований дополняют вакуумными опытами и специальными наблюдениями за относительным вы-

сотным положением опор при различных тепловых состояниях фундамента. При наличии сведений о неудовлетворительных условиях работы смазочного слоя подшипников скольжения целесообразна организация специальных измерений распределения давлений в масляном клине опорных подшипников с помощью тензочувствительных элементов или путем дренирования масляного клина и т. п.

Объем вибрационных измерений при исследованиях такой же, какой описан в гл. 1. Для получения полной информации о вибрационных процессах необходимо измерять все основные параметры вибрации: среднеквадратические значения виброскорости и пиковые значения виброускорений полигармонических колебаний элементов статоров турбоустановки, размахи и относительные фазы виброперемещений и статические смещения роторов относительно вкладышей подшипников, амплитуды и относительные фазы колебаний основной и двух-трех гармоник колебаний опор подшипников, а при необходимости — других элементов статоров турбоустановки. Следует подчеркнуть, что гармонический и фазо-частотный анализы по-прежнему являются важнейшими элементами вибрационных исследований.

Перечень точек измерений вибрации описан в § 4.4. Количество точек измерения должно быть достаточным для установления формы колебаний объекта.

Необходимость получения надежных результатов при нестационарном вибрационном состоянии объекта вследствие самого характера экспериментов и воздействия других факторов, а также высокая стоимость подобных исследований требуют быстрого и одновременного измерения большого числа параметров в большом количестве точек. Это возможно лишь при наличии многоканальной многоточечной измерительной системы со стационарными вибропреобразователями и автоматической регистрацией показаний.

Выявление влияния отдельных факторов на вибрацию агрегата возможно лишь путем создания условий, при которых воздействие всех остальных факторов отсутствует или минимальное. Поэтому при проведении режимных испытаний особое внимание обращается на определение эксплуатационных параметров турбоустановки, тепловых расширений ее элементов, на параметры, характеризующие смещение валопроводов под влия-

нием относительного положения опор, упругих прогибов и других воздействий, а также на режим работы генератора и условия его охлаждения. Ниже при характеристике отдельных этапов исследований фиксируются лишь важнейшие условия проведения опыта, при этом подразумевается, что все остальные эксплуатационные параметры турбоустановки поддерживаются по возможности постоянными.

Первый этап исследований — определение частотных характеристик системы валопровод — опоры — фундамент и ее элементов (участок 1-2 на рис. 4.6). Снятие частотно-амплитудных и частотно-фазовых характеристик позволяет получить частотные характеристики колебаний основных элементов турбоустановки (валопровода, опор, элементов фундамента) с выявлением их резонансов и степени отстройки, уточнить критические частоты вращения связанной системы гибких роторов, а также оценить степень неуравновешенности роторов, ее распределение вдоль валопровода и вдоль каждого ротора системы, что важно для составления программы балансировки. Существенным дополнением этого этапа исследований является определение динамической податливости опор.

Исследованию частотных характеристик турбоагрегата предшествуют пуск, набор частоты вращения до $800\text{—}1000\text{ мин}^{-1}$ и первоначальный прогрев. Эта выдержка при низкой частоте вращения должна быть использована для тщательного прослушивания машины, наблюдения за формой вибрации и, при необходимости, для гармонического анализа с целью проверки отсутствия каких-либо задеваний ротора о части статора.

Исследования частотных характеристик турбоагрегатов с рабочей частотой вращения 3000 мин^{-1} проводятся путем подъема и снижения частоты вращения в диапазоне $600\text{—}3200\text{ мин}^{-1}$. Темп подъема определяется разрешающей способностью аппаратуры, которая должна обеспечить одновременную автоматическую запись вибрационных параметров во всех точках и желательно — по всем компонентам. Проход критических частот вращения характеризуется обязательно непрерывным возрастанием частоты вращения валопровода со скоростью около 300 мин^{-1} : в этом случае все резонансные пики будут зафиксированы (несмотря на их пологий ха-

раक्टर) и опасности для целостности уплотнений не будет.

После доведения частоты вращения до 3000 мин^{-1} производится кратковременное ее увеличение до 3200 мин^{-1} или до срабатывания автомата безопасности, затем осуществляется выбег до $800\text{--}900 \text{ мин}^{-1}$ и повторный подъем частоты вращения до рабочих. Таким образом обеспечиваются двукратные измерения вибрационных параметров при подъеме частоты вращения и однократные — при выбеге.

Основными вибрационными параметрами при снятии частотных характеристик являются размах виброперемещений или виброскорость, частота и относительная фаза основной (первой) гармоники колебаний опор и цапф ротора. Неодинаковая жесткость двухполюсных генераторов совместно с воздействием их массы будет вызывать дополнительные резонансы с частотой, удвоенной по отношению к частоте вращения валопровода, поэтому помимо первой целесообразно фиксировать и вторую гармонику колебаний. Резонансы по второй гармонике колебаний имеют значение лишь для низших форм упругого прогиба роторов, поскольку при высших формах их интенсивность мала.

Результаты проведения данного этапа исследований фиксируются путем построения на графике зависимостей виброскорости или размаха виброперемещений первой и второй гармоник (порознь) и их относительных фаз от частоты вращения.

Пример частотных характеристик представлен на рис. 3.4.

При определении частотных характеристик важно определить дополнительный заброс (пик) колебаний основных элементов турбоустановки при прохождении их собственных частот колебаний (валопровода, опор, элементов фундамента), определить точно частоту, при которой наблюдаются резонансные пики, а также характер фазовых соотношений колебаний указанных элементов.

Особо важное значение имеет определение критических частот вращения связанной системы валопроводов. Для крупных современных турбоагрегатов с рабочей частотой вращения роторов 3000 мин^{-1} в диапазоне от 0 до 3300 мин^{-1} находятся критические частоты вращения роторов турбин, соответствующие их первой упругой форме, а для роторов генераторов — критические частоты вращения, соответствующие двум низшим фор-

мам упругого прогиба. Критические частоты вращения валопровода обычно характеризуются максимумом колебаний одного или нескольких роторов, входящих в систему, что устанавливается по колебаниям их цапф, а также опор подшипников. Некоторое расхождение по частоте максимумов колебаний цапф и опор определяется динамическими характеристиками опор. Определенное расхождение максимумов колебаний опор в вертикальной и горизонтальной плоскостях связано с анизотропией жесткости опор.

Замена в системе валопровода гибких роторов жесткими должна уменьшать число критических скоростей системы пропорционально количеству роторов. Однако на практике наличие достаточно длинных упругих соединительных элементов и масляной пленки в подшипниках создает условия появления резонансных состояний системы жесткого ротора, характеризующихся лишь более пологим протеканием резонансных пиков [15].

Установление критического состояния системы валопровода при хорошей сбалансированности роторов или распределении дисбаланса по высшим формам нередко встречает большие трудности, поскольку резонансные пики имеют «размытый» характер. Точно так же наличие жестких связей роторов и близко расположенных резонансов других элементов системы не позволяет получать на критических частотах вращения классическое изменение относительной фазы колебаний на 180° . Поэтому установление критического состояния возможно путем тщательного совместного анализа как амплитудно-частотных, так и фазо-частотных характеристик с учетом расположения резонансов опорных элементов.

Резкое возрастание колебаний отдельных опор при умеренном значении колебаний близко расположенных участков валопровода характеризует резонанс данной опорной конструкции. Непропорциональное возрастание колебаний элементов фундамента связано с резонансом последних.

Значительное возрастание колебаний данного ротора при прохождении соответствующей критической частоты вращения с одновременным резким изменением фаз колебаний свидетельствует о дисбалансе, вызывающем упругий прогиб ротора по данной форме колебаний.

При определении частотных характеристик турбоагрегатов имеет большое значение не только использование надежной стационарной аппаратуры, но и быстрота регистрации самих показаний.

При возможности перенесения расшифровки результатов в лабораторные условия наиболее удобным видом

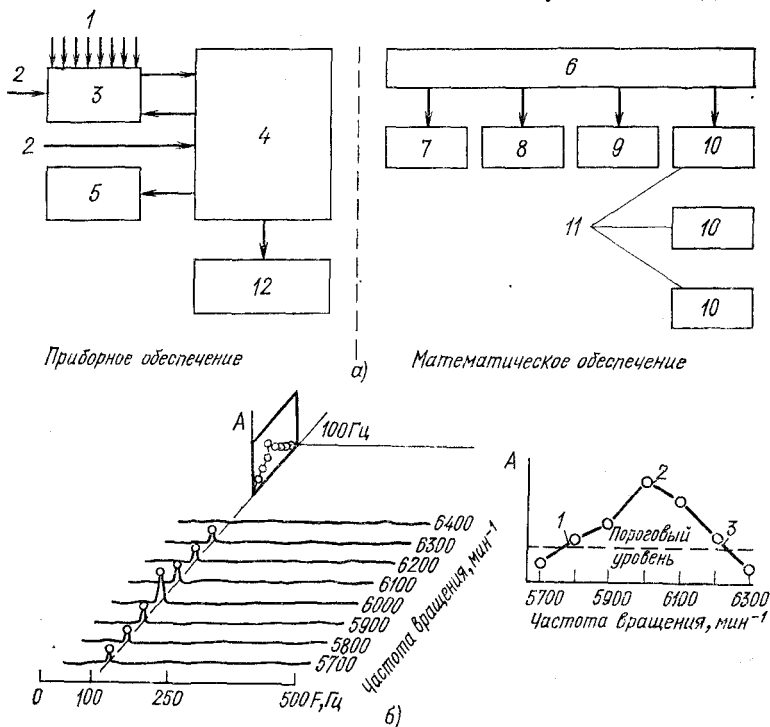


Рис. 4.7. Использование микро-ЭВМ для определения частотных характеристик турбоагрегата.

а — блок-схема; б — выявление резонанса на частоте 100 Гц; 1 — сигналы от вибродатчиков; 2 — сигналы от тахогенератора; 3 — анализатор реального времени; 4 — микро-ЭВМ; 5 — телетайп; 6 — интерпретирующая программа; 7 — сложение; 8 — умножение; 9 — специальная программа; 10 — новые программы; 11 — обработка в узкополосном диапазоне частот; 12 — выход; А — амплитуда гармоник; F — частота вибрации.

регистрации является запись параметров вибрации на многоканальный магнитограф. При необходимости получения непосредственных результатов можно использовать ЭВМ, находящуюся в системе управления крупными энергоблоками. Первый такой опыт был получен при

снятии частотных характеристик турбоагрегата К-500-240-1+ТГВ-500 в 1970 г., а затем повторен на других блоках.

В тех случаях, когда электростанции не располагают ЭВМ, можно использовать переносные микро-ЭВМ [152].

Сигналы от вибродатчиков, прошедшие гармонические анализаторы (или фильтры) виброаппаратуры, а также сигналы от тахогенератора, прошедшие аналого-цифровые преобразователи, подаются в микро-ЭВМ (рис. 4.7,а). Усовершенствованный ввод данных позволяет добавлять к набору стандартных программ специальный набор программ, включающий следующие операции: передачу данных спектрального анализа в компьютер, усреднение спектра, выведение спектра на экран осциллоскопа, считывание данных, регулировку чувствительности анализатора по данному уровню выходного сигнала, складывание и вычитание спектров, вывод сложных сигналов на логарифмическую шкалу, калибровку амплитуды.

На рис. 4.7,б на примере выделения второй гармоники (100 Гц) из спектра показано, как микро-ЭВМ определяет резонансы при снятии частотных характеристик. Автоматическая запись спектра с помощью микро-ЭВМ требует предварительного задания такого уровня вибрации, ниже которого сигналы будут отбрасываться как шумы. При проходе исследуемым компонентом вибрации заданного порогового уровня микро-ЭВМ начинает отбор и регистрацию данных о резонансах, которые заводятся в ее память. После достижения максимальных значений (пика) вибрации микро-ЭВМ фиксирует частоту вращения, при которой этот пик был достигнут. Окончательная фиксация резонанса или критической частоты вращения и автоматическая выдача результатов осуществляются при выбеге турбоагрегата и повторном прохождении пика вибрации.

Ниже излагаются характерные признаки различных видов дисбаланса гибкого ротора с упругим присоединением к валопроводу (с помощью гибких муфт). Наличие жестких муфт, естественно, может вносить определенные коррективы в результаты, особенно если дисбаланс распределен вдоль всего валопровода.

Первая (симметричная) форма дисбаланса, соответствующая первой форме свободных колебаний гибкого

ротора, характеризуется максимумом амплитуд вибрации на первой критической частоте вращения. Относительная фаза колебаний подшипников (концов вала) при проходе критической частоты вращения имеет крутой поворот и при отсутствии близко расположенных резонансов опор изменяется на $160\text{—}180^\circ$.

Аналогичные частотные характеристики наблюдаются и при действии на ротор дисбаланса, распределенного по третьей, пятой, седьмой и т. д. последующим упругим формам прогиба, только пики амплитуд и резкие сдвиги фаз будут отмечаться уже на соответствующих этим формам критических частотах вращения.

При симметричном дисбалансе вблизи концов ротора колебания подшипников (концов вала) после прохода первой критической частоты вращения могут резко снизиться. Минимум амплитуды соответствует совпадению узловых точек колеблющейся оси ротора с опорами (нечувствительная частота вращения). В результате фаза помимо обычного изменения на критической частоте вращения (на $160\text{—}180^\circ$) претерпевает вторичное изменение на $90\text{—}180^\circ$, соответствующее этим узловым точкам.

По мере перемещения основного дисбаланса к середине ротора точки перегиба с нулевыми амплитудами исчезнут (нечувствительных частот вращения не будет).

Кососимметричный дисбаланс, соответствующий четным формам упругого прогиба, характеризуется резонансным пиком амплитуд колебаний опор (вала) с разностью фаз около 180° в зоне как до, так и после резонанса. Данная форма дисбаланса в диапазоне до второй критической частоты вращения характеризуется идентичными частотными характеристиками вне зависимости от вида распределения кососимметричного дисбаланса вдоль ротора. Это обстоятельство не вносит затруднений при практической балансировке, и компенсация кососимметричных составляющих дисбаланса гибких роторов обычно успешно осуществляется установкой грузов в торцевые плоскости ротора. Подобная компенсация осуществляется одновременно для нескольких низких четных форм (второй, четвертой), поскольку характер воздействия последних на реакции опор будет идентичным.

Сочетание симметричного и кососимметричного дисбалансов при близком (по углу) расположении их пло-

скостей дает неравномерное распределение дисбаланса вдоль ротора с его концентрацией возле одной из опор. Особенностью динамического воздействия этого типа дисбаланса является последовательное возбуждение резонансных колебаний на всех критических частотах вращения с появлением разных по величине амплитуд резонансных колебаний опор.

Фаза более нагруженной опоры после прохода критической частоты вращения изменяется вторично на $90\text{—}180^\circ$ (в обратную сторону) при частоте, соответствующей возникновению на данной опоре узловой точки (минимума амплитуд). Эта узловая точка разграничивает области симметричной и кососимметричной вибраций опор. Таким образом, присутствие кососимметричной составляющей дисбаланса при его произвольном распределении вдоль ротора характеризуется значительными и разными по величине резонансными пиками колебаний опор на второй критической частоте вращения, а также сдвигом фаз колебаний обеих опор на $90\text{—}180^\circ$. Частотные характеристики, полученные для общего случая распределения дисбаланса, позволяют установить расположение симметричной составляющей дисбаланса:

если фазовые ветви характеристик обеих опор (цапф ротора) за первой критической частотой вращения резко расходятся (примерно до $160\text{—}200^\circ$), а затем эта разность фаз колебаний сохраняется в широком диапазоне частот вращения, то симметричные составляющие дисбаланса расположены на концах ротора;

если фазовые ветви характеристик опор в диапазоне от первой до второй критической частоты вращения плавно расходятся, составляя разность от 60 до 120° , то симметричная составляющая дисбаланса расположена в средней части ротора.

Описанный анализ частотных характеристик довольно просто осуществим при использовании подшипников равной податливости и гибкой связи роторов. Разная податливость опор даже при симметричном распределении неуравновешенности вдоль ротора приводит к несовпадению по амплитудам максимумов на критических частотах вращения и к некоторому изменению общего характера протекания амплитудных и фазовых характеристик каждой опоры. Фазовая характеристика более податливой опоры после прохода первой критической частоты вращения будет претерпевать меньшие

изменения, чем характеристика более жесткой опоры. В связи с этим перед проведением анализа дисбаланса по полученным частотным характеристикам необходимо удостовериться (на основании заводских данных или результатов специальных исследований), что опоры ротора не имеют существенно различной податливости. Косвенным подтверждением указанного обстоятельства является совпадение (по амплитуде) резонансных пиков опор на первой критической частоте вращения, а также частотных характеристик опор в докритической области частот при $\omega = (0,7 \div 1,0) \omega_{кр}$.

Анализ характеристик будет затруднен из-за перечисленных выше факторов и из-за резонансных колебаний отдельных опор и близлежащих элементов фундамента, конструктивной несимметричности ротора и целого ряда факторов, связанных с монтажом и влияющих на перераспределение реакций между опорами.

В качестве иллюстрации на рис. 4.8 приведены данные анализа дисбаланса роторов трех однотипных турбогенераторов мощностью 100 МВт, первая критическая частота которых находится в диапазоне 1100—1200 мин⁻¹, а вторая 3100—3300 мин⁻¹. На рис. 4.8,в приведено распределение дисбаланса по первой форме упругого прогиба с расположением в середине ротора, на рис. 4.8,б — преимущественно по второй форме упругого прогиба, на рис. 4.8,а — смешанный дисбаланс с распределением составляющей по первой форме преимущественно в средней части ротора. Разная высота пиков при прохождении критической частоты вращения характеризует разную податливость опор, что сказалось и на фазовых соотношениях их колебаний. Очевидно, что все три ротора требовали разной программы балансировки.

Второй этап исследований — определение влияния электромагнитного поля генератора на вибрационное состояние агрегата (участки 3-4 и 5-6 на рис. 4.6). Поскольку магнитная индукция ненасыщенной машины при работе на холостом ходу пропорциональна току возбуждения, наиболее четко зависимость вибрации от магнитной асимметрии устанавливается путем сравнения результатов измерений на двух режимах: холостом ходу без возбуждения и с возбуждением (ток ротора — до 0,3 номинального) с последующим снятием возбуждения с помощью автомата гашения поля. Частота вращения ро-

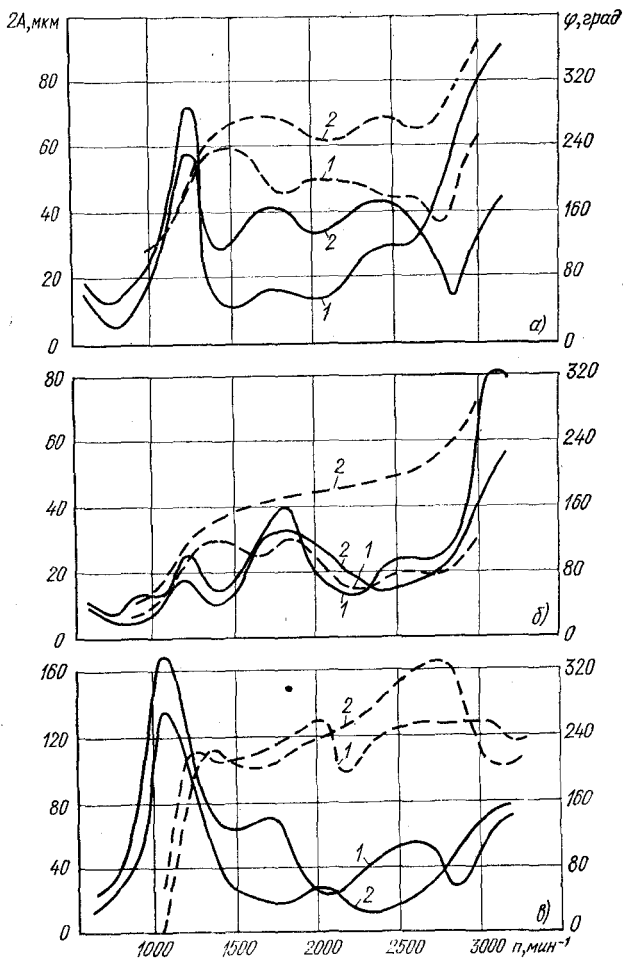


Рис. 4.8. Частотно-амплитудная характеристика колебаний подшипников турбоагрегатов 100 МВт при различном характере дисбаланса. а — сложная форма распределения дисбаланса; б — дисбаланс по второй форме упругого прогиба; в — дисбаланс по первой форме упругого прогиба; — — — — — размах виброперемещений опор; — — — — — φ — относительная фаза виброперемещений опор; n — частота вращения; 1, 2 — номера подшипников генератора.

тора при проведении опыта поддерживается постоянной.

Дополнительным показателем наличия витковых замыканий являются характеристики холостого хода и трехфазного короткого замыкания генератора, сопоставление которых с заводскими позволяет выявить дефекты.

Второй опыт проводится при включенном в сеть генераторе, несущем минимальную активную нагрузку, при этом производится быстрый подъем реактивной нагрузки с последующим разгрузением. Ротор генератора в течение всего опыта должен оставаться холодным. При проведении этих опытов особое внимание должно быть уделено анализу второй гармоники вибрации (100 Гц), поскольку влияние магнитного поля у двухполюсных генераторов сопровождается усилением именно этой гармоники.

Следует иметь в виду, что в некоторых случаях взятие возбуждения или создание электромагнитного поля может оказать стабилизирующее влияние на общий уровень вибрации всего агрегата, например, путем снижения осевой вибрации.

Результаты проведения данного этапа исследований оформляются в виде характеристик зависимости амплитуд фаз первой и второй гармоник вибрации опор и цапф ротора от напряжения статора при постоянной частоте вращения роторов, на холостом ходу, а также от реактивной нагрузки при минимальных значениях активной нагрузки и тока ротора генератора.

В некоторых случаях выявление магнитной асимметрии возможно лишь при нагреве ротора генератора током до определенной температуры, что соответствует выполнению четвертого этапа настоящих исследований (см. ниже). Пример зависимости вибрации от электромагнитного поля генератора представлен на рис. 3.31.

Третий этап исследований — определение влияния теплового состояния турбоустановки на изменение условий работы валопровода (участки 4-19 на рис. 4.6). Программа данного этапа исследований уточняется в зависимости от типа конструкции и назначения турбоагрегата.

При проведении данного этапа исследований выявляются не только влияние эксплуатационных факторов на центровку турбоагрегатов, но и другие результаты тепловых воздействий: термические прогибы роторов, из-

менение частотных характеристик опорных конструкций из-за изменения их жесткости, ослабление крепежа отдельных деталей на роторе, изменение режима работы подшипников и т. п.

Данный этап исследований подразделяется на два периода. Первый период связан с разогревом в основном турбоагрегата (частично фундамента) путем ступенчатого нагружения турбины из холодного состояния последовательно до 25, 50, 75 и 100% номинальной нагрузки с прогревом на каждой ступени в течение 6—8 ч (участки 8—15 на рис. 4.6). Во время всего периода нагружения ток ротора, условия охлаждения генератора и вакуум в конденсаторе поддерживаются постоянными.

Проведение данных экспериментов помимо измерений вибрационных, тепловых и электрических параметров должно сопровождаться тщательным контролем тепловых расширений цилиндров турбин, а также смещений опор подшипников (вертикальных и поперечных) с помощью гидростатических уровней (на уровне горизонтального разъема турбины). При обнаружении поворотов опор уточнение их фактического положения целесообразно осуществить с помощью инварных стержней (см. гл. 3). Ценным дополнением могут служить непосредственные измерения опорных реакций с помощью тензометрических устройств или дренирования масляного клина подшипников.

Влияние нагрева собственно турбоагрегата на вибрацию обнаруживается при сопоставлении вибрационного состояния машины при одинаковых активных нагрузках и токе ротора генератора, т. е. его постоянном тепловом состоянии, до и после стабилизации теплового режима. Последующие эксперименты по выявлению влияния на вибрацию крутящего момента при горячей машине (пятый этап) позволят внести соответствующие коррективы, привести результаты к номинальному состоянию и сопоставить результаты шестого этапа (см. ниже). Таким образом получают характеристики, пример которых приведен на рис. 4.9.

При обнаружении вторичных явлений, связанных с тепловым состоянием турбоагрегата или его нагружением, может потребоваться уточнение программы даль-

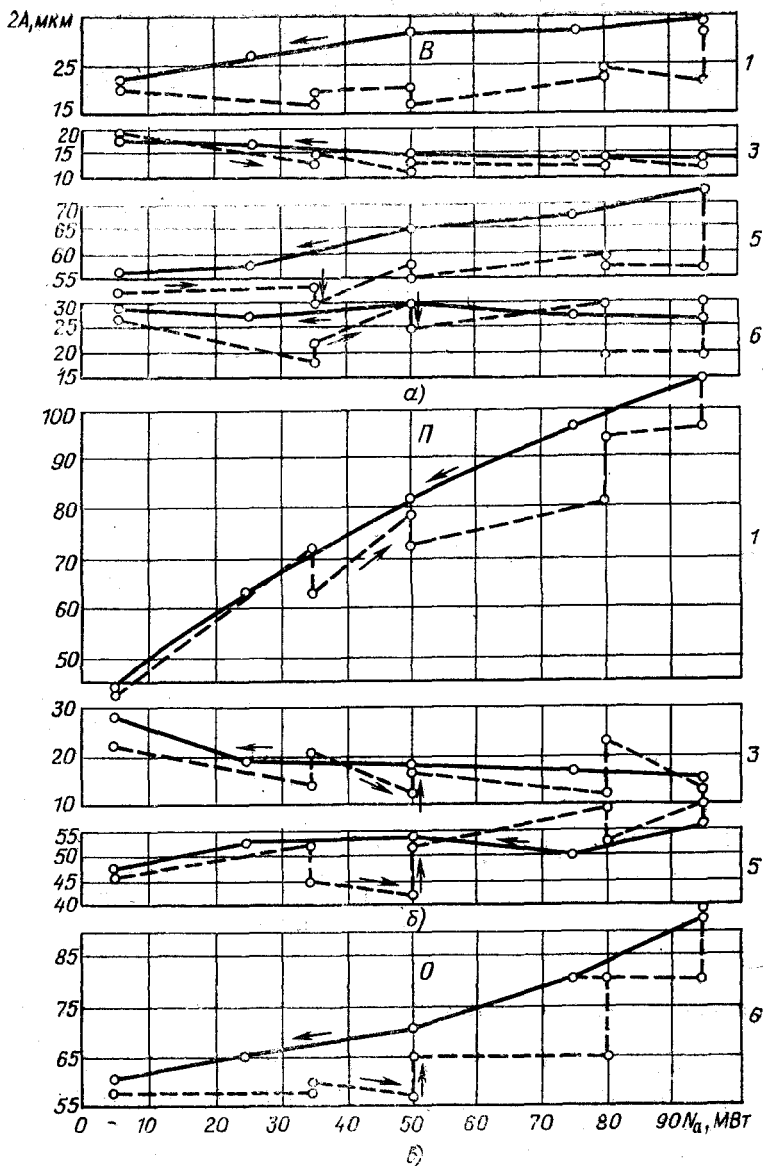


Рис. 4.9. Влияние нагрева и нагрузки турбоагрегата на состояние его вибрации.

B, Π, O — соответственно вертикальные, поперечные и осевые компоненты вибрации; N_a — активная нагрузка; $2A$ — размах виброперемещений; 1, 3, 5, 6 — номера опор; — — — ступенчатый подъем нагрузки с прогревом турбоустановки при постоянном режиме; — — — быстрая разгрузка (горячая машина).

нейших исследований для более глубокого изучения конкретного фактора (например, при появлении низкочастотной вибрации или возникновения неизвестных резонансов конструкции).

Второй период исследований связан с завершением прогрева фундамента, что происходит в основном по истечении 7—8 сут работы турбоагрегата при полной нагрузке (участок 18-19 на рис. 4.6). В этом случае последовательные измерения высотных отметок фундаментов по всем точкам с интервалом 5—6 ч не должны дать существенных расхождений (отклонения — в пределах точности измерений, т. е. $\pm 0,03$ мм).

Результатом этой части исследований, в первую очередь, должна быть оценка изменений центровки валопровода агрегата из-за неравномерного нагрева колонн и ригелей фундамента, а также его последствий — изменения напряжений в элементах валопровода, разгрузки отдельных опор, снижения устойчивости работы валопровода на масляной пленке подшипников и др. Воздействие расцентровки на уровень вибрации турбоагрегата, как правило, менее ощутимо по сравнению с перечисленными факторами (см. гл. 3).

Существенным дополнением при оценке центровки валопровода является учет влияния на нее вакуума, массы воды в конденсаторе и давления водорода в генераторе на основании результатов специальных опытов, которые проводятся перед пуском турбоагрегата (см. гл. 3).

При нагружении турбоагрегата возможно возрастание в вибрационном спектре колебаний низкочастотных составляющих (в предельном случае — возникновение низкочастотных колебаний валопровода), вызванное аэродинамическими силами (см. гл. 6). В этом случае существует «пороговая» нагрузка, выше которой валопровод теряет устойчивость. Поэтому при проведении этого этапа исследований особое внимание должно быть обращено на тщательность гармонического анализа вибрации, в частности, оценки низкочастотных составляющих спектра.

При исследованиях головных турбоагрегатов гармонический анализ вибрации целесообразно дополнить исследованиями радиальных и осевых зазоров в проточной части ЦВД и ЦСД, а также исследованиями траектории движения цапф РВД — РСД на смазочном слое под-

шипников, что позволит дать оценку запаса по устойчивости всей динамической системы.

Четвертый этап — исследование тепловой стабильности ротора генератора. В связи с возможными случаями тепловых дисбалансов роторов генераторов (изменение упругого прогиба ротора под влиянием его неравномерного нагрева током из-за витковых замыканий или засорения вентиляционных каналов) проверка ротора генератора на тепловую стабильность является обязательной частью вибрационных исследований.

Тепловая разбалансировка ротора генератора выявляется путем нагрева его максимально возможным током при постоянной 25—50%-ной активной нагрузке. Контрольные вибрационные измерения проводятся в начале эксперимента и по истечении 5—6 ч нагрева ротора (участок 5-6 на рис. 4.6).

Эксперимент целесообразно повторить в обратном порядке при работе агрегата с полной нагрузкой после окончательного прогрева всей турбоустановки (участок 15-16 на рис. 4.6). В этом случае через 5—6 ч работы в стабильном режиме с максимальным током ротора значение последнего уменьшается до минимально допустимого при сохранении неизменной установленной активной нагрузки.

Результаты экспериментов представляются в виде зависимостей амплитуды относительной фазы колебаний опор (цапф ротора) генератора от тока ротора (первая гармоника), примеры которых представлены на рис. 3.32 и 3.33, а также в виде векторных диаграмм (рис. 3.29), где векторы начальной вибрации холодного ротора генератора складываются с векторами теплового разбаланса.

Полученные значения векторов теплового разбаланса должны учитываться при последующих балансировках ротора генератора или всего валопровода турбоагрегата (см. гл. 5).

Пятый этап — исследование влияния изменения режима эксплуатации на условия работы турбоустановки. Программа данного этапа исследований уточняется в зависимости от типа и конструкции турбоагрегата.

Одним из обычных экспериментов этого этапа исследований является изучение работы валопровода горяче-

го турбоагрегата путем быстрого снятия активной нагрузки на 50—75% (участок 17-18 на рис. 4.6), что позволяет оценить состояние центровки валопровода в горячем состоянии, работу гибких соединительных муфт, влияние парового потока и наличие остаточного прогиба ротора турбины (при его термической неустойчивости из-за дефекта поковки и т. п.).

Успех эксперимента зависит от того, насколько быстро будет проведена разгрузка турбоагрегата. Это дает возможность сохранить почти неизменными все остальные параметры, влияющие на вибрационное состояние машины, в том числе тепловое состояние турбины и ротора генератора. Для этого за 5—6 ч до разгрузки на генераторе устанавливается минимальный для данной нагрузки ток ротора, значение которого затем поддерживается постоянным во время всего периода разгрузки турбины. Разгрузка производится в возможно короткое время. Для предотвращения изменения температуры ротора генератора при разгрузке дополнительно ухудшаются условия охлаждения последнего (путем уменьшения подачи воды на охладитель.) В процессе опыта помимо вибрационных измерений производится непрерывный контроль температуры ротора генератора (по изменению сопротивления ротора), тепловых расширений турбины, параметров свежего пара и вакуума в конденсаторе.

Результаты эксперимента представляются в виде зависимостей амплитуды и относительной фазы колебаний опор (цапф ротора) турбоагрегата от активной нагрузки.

Отсутствие существенного изменения вибрации от крутящего момента указывает на то, что центровка турбоагрегата в горячем состоянии, а также работа соединительных муфт — удовлетворительны. Изменение вибрации с увеличением нагрузки свидетельствует о расцентровке (несоосности) валопровода при наличии некоторого дисбаланса роторов. Незакономерное изменение вибрации с изменением нагрузки связано с работой соединительных гибких муфт. Отсутствие снижения вибрации при быстром уменьшении активной нагрузки, и, наоборот, снижение ее при медленном разгрузении и уменьшении температуры роторов может указывать на существование тепловой неустойчивости ротора турбины.

Выше были рассмотрены способы обнаружения и установления причин повышенной вибрации турбоагрегатов, т. е. вибрации, вызванной существованием конкретных дефектов оборудования. Однако помимо диагностики уже произошедших повреждений оборудования следует развивать более высокую ступень вибродиагностики, задача которой — определять техническое состояние турбоустановки в настоящее время и на основе этого предсказывать возможность появления каких-либо неполадок в будущем.

В СССР действуют государственные стандарты, устанавливающие общий порядок разработки систем вибрационной диагностики, обеспечивающий их соответствие при работе в составе системы технической диагностики [25, 27].

В то время как для эксплуатационного контроля вибрации достаточно следить за стабильностью уровня вибрации по какому-либо обобщенному параметру, в частности по среднеквадратическому значению виброскорости, а для регистрации повреждений, как правило, достаточно определять изменение амплитудных составляющих низкочастотной области спектра, прогнозирование состояния турбоустановки требует расширения области контролируемых частот колебаний. При этом установлено, что именно гармонические составляющие высокой частоты могут характеризовать различные аномалии, которые в лучшем случае вредны, а в худшем могут привести к аварии агрегата, даже при уменьшенном значении (до самой аварии) компонентов низкочастотной области спектра. В качестве примеров можно привести случаи повреждений вкладышей подшипников турбин при небольшом уровне низкочастотных компонентов спектра и высокочастотные резонансные колебания лопаток турбин, воздействующие на низкочастотную область вибрационного спектра только после их поломки.

Появление, например, существенной трещины в роторе связано с изменением жесткости поперечного сечения ротора в направлении трещины. При вращении ротора с трещиной следует ожидать примерно такого же эффекта, который получается при вращении двухполюсного ротора генератора, у которого конструкторам не удалось

выравнивать жесткости в плоскости полюсов и в плоскости, ей перпендикулярной. В этом случае при вращении с постоянной угловой скоростью жесткость такого ротора k изменяется в направлении вертикальной оси по закону,

$$k + \Delta k \sin 2\omega t, \quad (4.4)$$

где

$$k = \frac{1}{2} [k_{\text{макс}} + k_{\text{мин}}]; \quad \Delta k = \frac{1}{2} [k_{\text{макс}} - k_{\text{мин}}].$$

Амплитуда возмущающей силы

$$F = \frac{\Delta k}{k} M = \xi M,$$

где ξ — коэффициент неравножесткости поперечного сечения бочки ротора, имеющего массу M .

С точки зрения вибрации явление анизотропии поперечного сечения ротора сопровождается появлением второй гармоники колебаний, соответствующей удвоенному значению частоты вращения. Как видно из формулы (4.4), амплитуда второй гармоники должна быть пропорциональна неравножесткости сечения ротора, т. е. размеру трещины в роторе. Кроме того, вследствие анизотропии сечения ротора происходит раздвоение резонансных пиков: первая критическая частота вращения ротора проявляется не только при фактической критической частоте ω_1 , но и при половине ее значения $0,5\omega_1$.

Таким образом, проблема заключается в переходе к качественно новому этапу исследований и контроля за вибрацией турбоагрегатов с более обоснованных позиций, когда оценка вибрационного состояния машины будет осуществляться не только по общему уровню вибрации, но и по компонентам более широкого спектра вибрации (на первом этапе — до 1—2 кГц), происхождение каждого из которых должно быть предварительно изучено.

В основе вибриагностики турбин должно лежать массовое изучение вибрационного спектра опор подшипников турбоагрегатов в диапазоне не менее 10—1000 Гц совместно с анализом других параметров механического состояния турбин, проведение статистического анализа вибрационных спектров для однородных характеристик, исследование аномалий спектров вибрации у отдельных типов турбоагрегатов с выявлением их причин, разра-

ботка методов устранения выявленных причин повышенной вибрации турбоагрегатов во всем исследуемом диапазоне частот, нормативных спектральных виброхарактеристик и, наконец, обобщенной методики вибрационной диагностики турбоагрегатов. При этом, естественно, полученные материалы должны быть использованы для дальнейшего совершенствования конструкций турбоустановок.

Перечисленные этапы разработки вибродиагностики в качестве составных элементов содержат аналитические исследования динамики системы валопровод—опоры—основание турбоустановок, исследования на моделях и, наконец, натурные исследования.

На рис. 4.10 представлена рациональная схема организации вибродиагностики турбоагрегатов, реализованная ВТИ на одной из электростанций.

К специальной регистрирующей системе, главным элементом которой является многоканальный магнитограф, подводятся сигналы от вибродатчиков и фазочастотных датчиков, установленных на всех турбинах в машинном зале. Регистрирующая система включается на запись периодически во время эксплуатации турбин при номинальных параметрах и нагрузке, а также при пуске или останове каждой турбины.

Успех последующего гармонического анализа вибрации зависит от правильности выбора контролируемого параметра вибрации. Совершенно ясно, что регистрация гармоник в высокочастотной области спектра требует, как правило, использования параметра виброскорости, а в некоторых случаях — виброускорения.

Расшифровка записи производится в лабораторных условиях. С этой целью используются панорамные анализаторы гармоник и двухкоординатные самописцы, позволяющие получить частотно-спектральные характеристики. Сигналы от фазовых датчиков позволяют провести анализ соотношений главных гармоник колебаний.

Параллельно с экспериментальными проводятся аналитические исследования. Они включают расчет собственных и вынужденных колебаний валопровода, реакций опор, виброустойчивости валопровода, а также форм колебаний валопровода при различных видах дисбаланса и других внешних возмущений (см. гл. 5). В результате расчета на вибрацию получают данные по критическим частотам вращения валопровода и колебаниям

цапф и опор подшипников при заданном дисбалансе. Расчетные вибрации сопоставляются с полученными в результате эксперимента. На данном этапе исследований расчетная модель еще не в состоянии охватить высокочастотную область спектра, вследствие чего в пер-

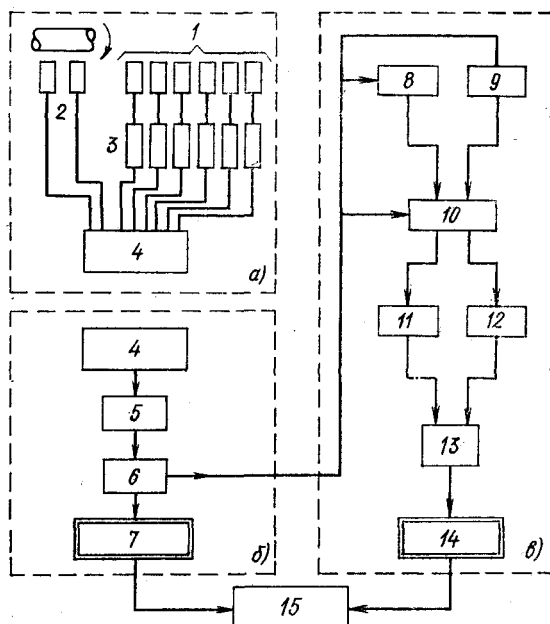


Рис. 4.10. Схема экспериментально-расчетного метода диагностики вибрации турбоагрегатов.

а — измерения на электростанции; *б* — обработка экспериментальных данных в лаборатории; *в* — расчетные исследования; 1 — вибродатчики; 2 — датчики частоты и фазы; 3 — блоки согласования; 4 — магнитограф; 5 — панорамный анализатор; 6 — блоки регистрации; 7 — анализ и сопоставление данных; 8, 9 — ввод в расчетную схему экспериментальных данных форм собственных колебаний валопровода, податливости и колебаний опор; 10 — обработка математической модели; 11 — расчеты реакций и виброустойчивости; 12 — расчеты вынужденных колебаний, линии упругого прогиба, дисбаланса и др.; 13 — обобщение результатов расчета основных параметров вибрации; 14 — интерпретация расчетных данных по вибрации; 15 — сопоставление расчета и эксперимента для вибродиагностики.

спективе она должна непрерывно совершенствоваться.

Аналогично описанной используется схема вибродиагностики в США. Во Франции вся измерительная вибродиагностическая схема расположена в машинном зале электростанции. Она также включает систему дат-

чиков вибрации опор и датчиков фазы, сигналы от которых через согласующие усилители поступают непосредственно в блоки фильтров низких частот и трех первых гармонических составляющих, каждый из которых на выходе имеет двухкоординатный самописец. Данная схема, очевидно, имеет значительно меньшую разрешающую способность по числу охвата гармоник спектра, однако ее преимуществом является непосредственное получение данных для анализа. Для накопления данных к выходам фильтров в обеих системах могут быть подключены аналого-цифровые преобразователи, запоминающие устройства и фиксирующие системы (печатающие устройства, перфокарты и т. п.).

Весьма совершенная система вибродиагностики машин разработана в США [177], ее схема представлена на рис. 4.11.

Основным элементом системы является матрица признаков причин вибрации — математическая программа для ЭВМ, позволяющая установить взаимосвязь между результатами вибрационных измерений и причинами, их обуславливающими.

В матрице признаков причин вибрации предусмотрены четыре ввода, два из которых основных (измеряемые параметры и программа основных обнаруженных причин вибрации) и два дополнительных (предполагаемые динамические характеристики диагностируемой машины и предполагаемые из-за них неполадки), способствующих повышению эффективности работы системы.

К выходу матрицы признаков причин вибрации подсоединена диагностическая логическая схема, включающая систему логических уравнений (решение матрицы), определяющих шесть подробных зависимостей между одной какой-либо неисправностью и количеством симптомов, необходимых для ее описания. Данные логические уравнения представлены в форме, реализуемой с помощью простых интегральных схем.

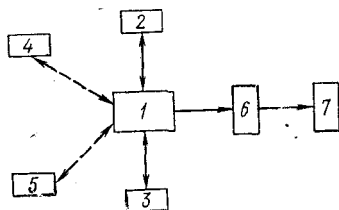


Рис. 4.11. Схема вибродиагностики с использованием ЭВМ.

1 — матрица признаков; 2 — измеряемые параметры; 3 — основные обнаруженные причины вибрации; 4 — предполагаемые причины вибрации; 5 — предполагаемые динамические характеристики; 6 — диагностическая логическая схема; 7 — диагностическая система.

Диагностическая система должна обеспечить простую модификацию без изменения измерительной техники. Новые логические уравнения, вводимые в систему, должны максимально точно описать эксплуатационные характеристики исследуемой машины, поэтому при наладке системы диагностики учитывается опыт эксплуатации.

Диагностическая программа математического обеспечения осуществляет сбор и обработку сигналов признаков причин вибрации. Матрица сигналов неполадок используется для анализа наиболее вероятных причин вибрации. Данные о динамических характеристиках машины с целью сохранения предыстории повреждений закладываются в память ЭВМ. Математическое обеспечение системы содержит также программу обработки сигналов от вибродатчиков, принимаемых во временном интервале и преобразуемых в частотные характеристики. Эти данные могут усредняться и накапливаться в ЭВМ для получения нормативных спектральных характеристик. Внедрение таких систем в энергетику должно дать большой экономический эффект.

ГЛАВА ПЯТАЯ

БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ

5.1. МЕТОДЫ БАЛАНСИРОВКИ ЖЕСТКИХ РОТОРОВ

По своим упругодеформативным свойствам роторы подразделяются на жесткие и гибкие.

С точки зрения балансировки ротор называется жестким, если его можно отбалансировать в любых двух произвольно выбранных плоскостях и после такой коррекции влияние остаточного дисбаланса не будет изменяться при любой частоте вращения, а также при любых нормальных режимах эксплуатации.

Любая масса дисбаланса вращающегося жесткого ротора вызывает появление возмущающей силы

$$C = m\omega^2 r, \quad (5.1)$$

где m , r — соответственно масса дисбаланса и радиус ее приложения; ω — угловая частота вращения ротора.

Цель балансировки заключается в компенсации сил дисбаланса таким образом, чтобы центр тяжести ротора лежал на оси враще-

ния, а центробежные силы инерции были равны нулю, или, иными словами, требуется, чтобы ось вращения ротора была главной центральной осью инерции.

Если использовать систему прямоугольных координат и совместить ось вращения ротора с координатой z , то условия его уравновешенности могут быть записаны в форме

$$x_c=0; y_c=0 \quad (5.2)$$

и

$$I_{yz}=0; I_{xz}=0, \quad (5.3)$$

где x_c, y_c — координаты центра тяжести ротора; I_{yz}, I_{xz} — центробежные моменты инерции.

Выполнение только условия (5.3) означает приведение дисбалансов к одиночной центробежной силе, т. е. статической неуравновешенности, характеризующейся одинаково направленными реакциями или вибрациями опор. Выполнение только условия (5.2) характеризует наличие пары сил, вызывающей противоположно направленные реакции или вибрации опор — так называемую динамическую неуравновешенность. Однако обычно присутствуют обе составляющие, требующие удовлетворения условий как статической, так и динамической уравновешенности.

Из теоретической механики известно, что всякая система дисбаланса жесткого ротора может быть заменена одной из перечисленных ниже эквивалентных систем:

системой, состоящей из одного статического небаланса (силы), расположенного в произвольном сечении, и некоторого момента или пары сил;

так называемой главной системой, состоящей из силы и главного момента, плоскости действия которых перпендикулярны друг другу;

системой, состоящей из двух статических небалансов (двух сил), расположенных в двух выбранных плоскостях.

При проведении балансировок наиболее широко пользуются третьей системой, позволяющей проводить уравновешивание путем установки грузов в двух заранее заданных плоскостях, называемых компенсационными или балансировочными. В сложных случаях уравновешивания иногда используют первую систему разложения.

Несмотря на разнообразие различных методов балансировки, до последнего времени все они были основаны на принятии линейности колеблющейся системы, откуда следует пропорциональность амплитуд колебаний вызывающим их силам, а также неизменность угла сдвига фаз между вектором вибрации корпуса подшипника и вектором дисбаланса (при постоянной частоте вращения).

При проведении балансировки отдельных роторов в собственных подшипниках существуют два принципиально разных подхода к технологии балансировки:

одноплоскостная балансировка, при которой проводят последовательное устранение колебаний каждого конца ротора, при этом предполагается, что колебания соответствующего подшипника вызваны дисбалансом данной стороны ротора и балансировочный груз, устанавливаемый на одном из концов ротора, будет воздействовать на колебания только ближайшего подшипника;

двухплоскостная балансировка, при которой расчет положения

и массы балансировочных грузов производится с учетом взаимного влияния колебаний обеих сторон ротора.

Одноплоскостная балансировка позволяет обойтись измерениями только амплитуд или относительных фаз вибрации, т. е. не требует специальной балансировочной аппаратуры. При одновременном измерении амплитуд и фаз вибрации для балансировки одной стороны ротора теоретически требуется лишь два пуска: с начальным дисбалансом и с пробным грузом. В настоящее время метод одноплоскостной балансировки находит применение при балансировке простых по конструкции агрегатов, имеющих короткие роторы. Он подробно рассмотрен в [93, 108].

При вращении неуравновешенного ротора подшипники турбоагрегата в общем случае совершают сложные пространственные колебания, которые только с определенным приближением можно охарактеризовать при помощи трех взаимно перпендикулярных компонентов: вертикального, поперечного и осевого. Поскольку плоскости действия сил дисбаланса перпендикулярны оси вала, основными составляющими вибрации считаются вертикальные или горизонтально-поперечные компоненты, при этом в расчетах используются одинаковые компоненты вертикальной или поперечной вибрации в зависимости от того, какие из них имеют большую величину. При балансировке роторов на анизотропных подшипниках расчетный компонент вибрации устанавливается с учетом большего схождения податливости подшипников в данном направлении.

В большинстве случаев устранение одноименных компонентов вибрации приводит к устранению общей вибрации подшипников.

В настоящее время разработано несколько методов двухплоскостной балансировки двухопорных жестких роторов. Применение методов Сёрла, Рашинга и Роуза, а также Хопкирка предусматривает последовательную установку пробного груза сначала в одну, а затем в другую плоскость; полученные при начальном пуске и при двух пусках с пробными грузами векторы вибрации опор позволяют произвести необходимые вычисления, схема которых для каждого метода несколько различна. При использовании некоторых других методов, например метода Беккера—Таманцева, предусматривается установка в две плоскости одновременно двух грузов — основного и компенсационного, исключающего влияние первого груза на удаленную плоскость. Возможна также балансировка системой двух одинаковых грузов, одновременно устанавливаемых в торцевые плоскости ротора: сначала однонаправленных для устранения статического дисбаланса, а затем действующих как пара сил для устранения динамического дисбаланса. В работе [93] было показано, что, несмотря на различие в подходе к балансировке и в выражении формул, все двухплоскостные векторные методы балансировки жестких роторов совершенно идентичны и сводятся к различным спосо-

бам решения одной и той же системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} a_{11}Q_I + a_{12}Q_{II} + A_0 &= 0; \\ a_{21}Q_I + a_{22}Q_{II} + B_0 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

решение которой:

$$Q_I = \frac{\begin{vmatrix} A_0 & a_{12} \\ B_0 & a_{22} \end{vmatrix}}{\Delta_2}; \quad Q_{II} = \frac{\begin{vmatrix} a_{11} & A_0 \\ a_{21} & B_0 \end{vmatrix}}{\Delta_2}, \quad (5.5)$$

где

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{vmatrix}. \quad (5.6)$$

В этих уравнениях A_0 и B_0 — векторы начальной вибрации опор ротора; a_{ik} — коэффициенты влияния или балансировочные чувствительности: первый индекс указывает номер подшипника, на вибрацию которого воздействует пробный груз (подшипник А — № 1, подшипник В — № 2 и т. д.), а второй индекс — номер плоскости, где установлен пробный груз. Например, если A_0 — вектор начальной вибрации опоры № 1, а A_{01} — вектор вибрации этой же опоры после установки пробного груза P_1 в ближайшую к этой опоре балансировочную плоскость I-I, то коэффициент влияния

$$a_{11} = \frac{A_{01} - A_0}{P_1} = \frac{A_1}{P_1}. \quad (5.7)$$

В дальнейшем коэффициенты влияния будут рассматриваться как по отношению к единичным грузам, так и к системе грузов:

симметричной системе, характеризуемой двумя равными и одинаково направленными векторами;

кососимметричной системе, характеризуемой двумя равными и противоположно направленными векторами;

комбинации перечисленных двух систем грузов.

От уравнений (5.4) нетрудно прийти к системе уравнений для уравновешивания многоопорных роторов

$$\sum_{k=1}^n a_{ik}Q_k + A_i = 0, \quad (5.8)$$

где a_{ik} — комплексные коэффициенты чувствительности; i — номер опоры; k — номер балансировочной плоскости; $i=k=1 \div n$; A_i — векторы начальной вибрации i опор;

Q_k — искомые уравнивающие грузы в плоскости k .

Для определения балансировочных чувствительностей необходимо произвести n пробных пусков агрегата с поочередной перестановкой пробного груза из одной плоскости в другую. Таким образом, общее число необходимых балансировочных пусков, включая начальный, равно $n+1$. Формула (5.8) является общей для выражения уравновешенности ротора с произвольным числом опор. Однако, если для жесткого ротора ее достаточно удовлетворить при любой частоте вращения последнего, для гибких роторов эта формула характеризует уравновешенность только при одной фиксированной частоте вращения.

5.2. ОСОБЕННОСТИ КОЛЕБАНИЙ ГИБКИХ ДВУХОПОРНЫХ РОТОРОВ И ТЕОРИЯ ИХ БАЛАНСИРОВКИ

Колебания гибких роторов качественно отличаются от колебаний жестких, что выражается в изменении формы упругой линии вала при вращении на разных скоростях, в появлении упругого прогиба ротора под влиянием неуравновешенности и балансировочных грузов, в различном эффекте воздействия одинаковых пробных грузов (установленных в одних и тех же местах ротора) в зависимости от характера и распределения неуравновешенности вдоль бочки ротора и в существенном влиянии податливости и массы опор.

Практика показывает, что заметными упругими свойствами ротор начинает обладать при превышении рабочей частотой вращения половины значения первой критической частоты, т. е. при $n_{\text{раб}} > 0,5n_{\text{кр}}^I$; ниже этой границы ротор может во всех случаях считаться жестким.

На основании расчетов изгибных колебаний многодисковых роторов можно считать, что при числе дисков больше пяти динамические характеристики ротора турбины близки к характеристикам стержня с распределенной массой [22]. Поэтому для выяснения особенностей колебания гибкого неуравновешенного ротора достаточно рассмотреть систему, состоящую из изолированного ротора постоянного сечения, опирающегося как на жесткие, так и на разные упругомассовые опоры.

Дифференциальное уравнение изгибных колебаний гибкого цилиндрического ротора постоянного сечения

без учета затухания имеет вид:

$$\frac{EI}{m} z^{IV} + \ddot{z} = \omega^2 \rho(s) e^{i\omega t} e^{i\psi(s)}, \quad (5.9)$$

где m — масса единицы длины ротора; $\rho(s)$ — вектор прогиба ротора в плоскости, параллельной плоскости $x-y$; ω — угловая частота вращения ротора; EI — изгибная жесткость ротора; $\psi(s)$ — фазовый угол дисбаланса.

Уравнение (5.9) после освобождения от временной функции путем подстановки $z = Ue^{i\omega t}$, где $U = U(s)$, приобретает вид:

$$U^{IV} - k^4 U = k^4 \rho(s) e^{i\psi(s)}, \quad (5.10)$$

где $k = m\omega^2/EI$.

Поскольку условием уравниваемости ротора является отсутствие опорных реакций, рассмотрим сначала

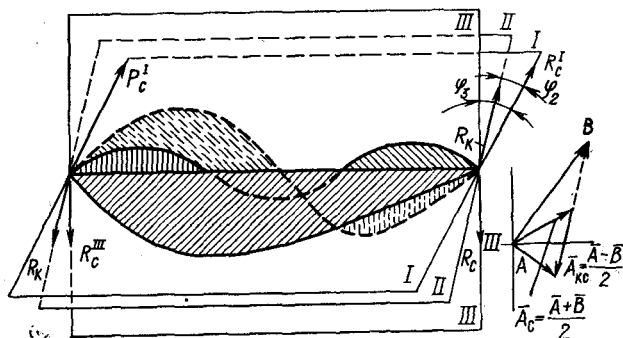


Рис. 5.1. Гармонические составляющие упругого прогиба ротора.

$I-III$ — плоскости, в которых лежат соответственно первая, вторая и третья гармоники упругого прогиба. φ_2, φ_3 — фазовые углы между плоскостями; A, B — суммарные векторы вибрации опор; A_c, B_c и A_{kc}, B_{kc} — симметричные и кососимметричные составляющие векторов вибрации.

колебания ротора на жестких опорах при следующих краевых условиях:

$$U_1(0)=0; U_1(l)=0; U''_1(0)=0; U''_1(l)=0, \quad (5.11)$$

где l — длина ротора.

В этом случае функция дисбаланса вида $\rho(s)e^{i\Phi(s)}$ раскладывается в ряд по $\sin \frac{n\pi}{l}s$ разной кратности:

$$\rho(s)e^{i\Phi(s)} = \sum_{n=1}^{\infty} B_n \sin \frac{n\pi}{l}s, \quad (5.12)$$

где B_n — комплексный коэффициент, характеризующий значение и угловое положение n -й составляющей начального эксцентриситета во вращающейся системе координат.

Решение уравнения (5.10) имеет вид:

$$U(s) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\omega_n^2 B_n}{\omega_n^2 - \omega^2} \sin \frac{n\pi}{l}s; \quad (5.13)$$

а третьи производные — реакции опор равны:

$$\left. \begin{aligned} R_{\text{ж}}(0) &= - \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{n\pi}{l} \right)^3 \frac{\omega_n^2 B_n}{\omega_n^2 - \omega^2}; \\ R_{\text{ж}}(l) &= - \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \left(\frac{n\pi}{l} \right)^3 \frac{\omega_n^2 B_n}{\omega_n^2 - \omega^2}. \end{aligned} \right\} \quad (5.14)$$

Из рассмотрения последних выражений можно заключить, что под действием сил дисбаланса и инерции вал изгибается по пространственной упругой линии, представляющей собой наложение составляющих гармоник прогиба (рис. 5.1), причем в общем случае гармоники различаются по фазе.

Пространственная кривая линии вала зависит от частоты вращения, и при изменении последней соотношение модулей и фаз гармоник изменяется. Это обстоятельство и лежит в основе известного положения, что гибкие роторы необходимо балансировать на рабочей частоте вращения.

Динамические реакции опор также можно рассматривать в виде векторной суммы слагаемых, соответствующих отдельным гармоникам дисбаланса, лежащих в плоскости этих гармоник и вращающихся с угловой частотой ω .

При податливых опорах разной массы $M_{\text{л}}$ и $M_{\text{пр}}$ и жесткости $c_{\text{л}}$ и $c_{\text{пр}}$ граничные условия имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} U''(0) &= 0; \quad U''(l) = 0; \\ EI U'''(0) &= [c_{\text{л}} - M_{\text{л}}(0) \omega^2] U(0); \\ EI U'''(l) &= [c_{\text{пр}} - M_{\text{пр}}(0) \omega^2] U(l), \end{aligned} \right\} \quad (5.11a)$$

а решение уравнений (5.10) с использованием функций Крылова дает выражения для реакций опор:

$$\left. \begin{aligned} R(0) &= \sum_{n=1}^{\infty} [\Phi_1(kl) + (-1)^{n-1} \Phi_2(kl) - EI] \left(\frac{n\pi}{l} \right)^3 \frac{\omega^2 B_n}{\omega_n^2 - \omega^2}; \\ R(l) &= \sum_{n=1}^{\infty} \{ (-1)^{n+1} EI - \Phi_3(kl) + \\ &+ \Phi_4(kl) [\Phi_1(kl) + (-1)^{n+1} \Phi_2(kl)] \left(\frac{n\pi}{l} \right)^3 \frac{\omega^2 B_n}{\omega_n^2 - \omega^2}, \end{aligned} \right\} \quad (5.15)$$

где $\Phi_1(kl)$, $\Phi_2(kl)$, $\Phi_3(kl)$, $\Phi_4(lk)$ — сложные функции, зависящие от динамических характеристик и масс опор, конструкции ротора, рабочей частоты вращения и фазовых соотношений колебаний.

Влияние податливостей опор определяется несколькими причинами.

Податливость опор вызывает снижение критических частот вращения роторов, нередко сдвигая их в резонансную зону.

Это видно, например, из сопоставления известного уравнения частот ротора на жестких опорах вида

$$\text{sh } \mu \sin \mu = 0, \quad (5.16)$$

где $\mu = kl$, с полученным частотным уравнением ротора на податливых опорах

$$\begin{aligned} \mu^6 [\text{ch } \mu \cos \mu - 1] + \mu^3 (a_1 - b_1) [\text{sh } \mu \cos \mu - \text{ch } \mu \sin \mu] + \\ + 2a_1 b_1 \text{sh } \mu \sin \mu = 0, \end{aligned} \quad (5.17)$$

где

$$a_1 = \frac{c(0) - M(0) \omega^2}{EI} l^3; \quad b_1 = \frac{c(l) - M(l) \omega^2}{EI} l^3$$

— упруго массовые характеристики опор.

В частности, если левая опора жесткая, а правая — упругоподатливая, то частотное уравнение будет иметь вид:

$$\mu^3 [\operatorname{sh} \mu \cos \mu - \operatorname{ch} \mu \sin \mu] + 2b_1 \operatorname{sh} \mu \sin \mu = 0, \quad (5.18)$$

где на частотную характеристику оказывает влияние лишь податливость одной опоры.

Это влияние отражается и на реакциях опор, которые в этом случае имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} R(0) &= -EI [R_{\text{ж}}(0) - F(\mu) R_{\text{ж}}(l)]; \\ R(l) &= EI [1 - F(\mu)] R_{\text{ж}}(l), \end{aligned} \right\} \quad (5.19)$$

где

$$F(\mu) = \frac{\mu^3 (1 - \operatorname{cth} \mu \operatorname{tg} \mu)}{\mu^3 (1 - \operatorname{cth} \mu \operatorname{tg} \mu) - 2b_1 \operatorname{ctg} \mu};$$

$R_{\text{ж}}(0)$ и $R_{\text{ж}}(l)$ — реакции опор из (5.14).

Из этих уравнений видно, что в случае вращения неуравновешенного ротора при наличии одной жесткой опоры (левой), а другой упругоподатливой (правой) под влиянием воздействия противоположной стороны ротора реакция в жесткой опоре изменит свое направление и значение, в то время как в правой опоре изменится только значение реакции, а направление вектора останется неизменным. Таким образом, от степени податливости опор зависят значения реакций, действующих на опоры, а также фазовые соотношения. Следовательно, значения и соотношения фазовых углов результирующих реакций, так же как и амплитуд и фаз вибрации опор подшипников, главным образом определяются:

отстройкой рабочей частоты вращения ротора от его критических частот;

значением и характером распределения дисбаланса вдоль оси ротора;

степенью податливости опор подшипников и их массой;

демпфированием колеблющейся системы ротор — опоры.

В частных случаях приходится учитывать также и некоторые особенности работы данной установки: вторичные резонансы (резонанс опоры и других элементов основания), влияние присоединенных роторов и др.

Полное уравнивание гибкого ротора требует: устранения реакций в опорах;

обеспечения минимума остаточных изгибающих напряжений от совместного воздействия дисбаланса и балансировочных грузов.

Устранение реакций опор (определяемое снижением их повышенной вибрации) и снижение динамического прогиба ротора должны осуществляться во всем диапазоне частот вращения от нуля до номинальной, включая критические частоты, и во всем диапазоне нагрузок турбоагрегата. В противном случае для гибкого ротора возможно опасное возрастание вибрации при прохождении критических частот вращения в процессе разгона и выбега турбоагрегата. Возникающие при этом значительные динамические прогибы вала нарушают нормальную работу примыкающих к ротору конструкций (муфт, токосъемников, уплотнений и т. п.).

В основе большинства практических способов балансировки гибких роторов лежит идея использования ортогональных соотношений, которые связывают выражение для упругой линии несбалансированного ротора при m -й и n -й критических частотах [166]:

$$\int_0^l y_m(x) y_n(x) m(x) dx = \begin{cases} > 0, & \text{если } m = n; \\ = 0, & \text{если } m \neq n, \end{cases} \quad (5.20)$$

где $y_m(x)$ и $y_n(x)$ — упругие линии ротора при критических частотах вращения ω_m и ω_n , а $m(x)$ — масса единицы длины ротора.

Из этой формулы следует, что работа, которую производит центробежная сила $\omega^2 m y_n(x)$ на пути $y_m(x)$, равна нулю, поэтому возможна практическая компенсация порознь каждой гармоники функции распределенного дисбаланса при вращении ротора на соответствующих критических частотах вращения, лежащих ниже рабочих. Этот метод, получивший название метода балансировки по собственным формам колебаний, реализуется следующим образом. Измеряются динамические прогибы $y(x)$ во многих точках ротора при постоянной частоте вращения с последующим разложением проекций полученной пространственной кривой прогибов в ряд по формам колебаний:

$$y(s) = \sum_{n=1}^{\infty} a_n y_n(s), \quad (5.21)$$

где $a_n = \int_0^l y_m(s) m(s) y_n(s) ds$; $m(s)$ — распределенная масса ротора; при $m = \text{const}$ коэффициенты a_n соответствуют коэффициентам ряда Фурье: $a_n = \int_0^l y(s) \sin \frac{n\pi}{l} s$.

Затем последовательно устраняется каждая n -я форма дисбаланса непрерывно распределенной системой грузов в соответствии с разложением эксцентриситета по этой форме.

Балансировка по собственным формам колебаний в принципе является сложной и длительной операцией: чтобы отбалансировать ротор по формам, необходимо произвести $n+1$ пуск агрегата с распределением вдоль ротора n пробных грузов. Измерения требуется проводить на критических частотах вращения, т. е. при наиболее опасных и неустойчивых режимах. Попытки упрощения операций путем компенсации только двух-трех первых форм не устраняли сил реакций от более высоких гармоник, а размещение балансировочных масс вдоль ротора в условиях электростанций оказалось практически невыполнимым.

Между тем изучение характера колебаний гибких роторов отечественных турбоагрегатов и практика их балансировки показали, что подавляющее число гибких роторов турбоагрегатов может быть отбалансировано путем установки грузов в две (торцевые) плоскости ротора или, в случае сконцентрированного в средней части ротора дисбаланса, путем использования трех балансировочных плоскостей. В связи с этим был разработан метод балансировки гибких роторов с применением ограниченного числа балансировочных грузов, который был использован при создании соответствующих руководящих указаний [92].

5.3. ПРАКТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ БАЛАНСИРОВКИ ГИБКИХ ДВУХОПОРНЫХ РОТОРОВ НА МЕСТЕ ИХ УСТАНОВКИ

Хотя теоретические предпосылки метода балансировки гибких роторов на месте их установки основаны на анализе колебаний роторов по их собственным формам, в качестве экспериментальных значений используются

колебания опор подшипников (или роторов) в плоскости опор.

Из уравнения (5.15) следует, что интенсивность проявления составляющей формы изгиба колебаний ротора связана с характеристикой функции эксцентриситетов по данной форме через динамический коэффициент:

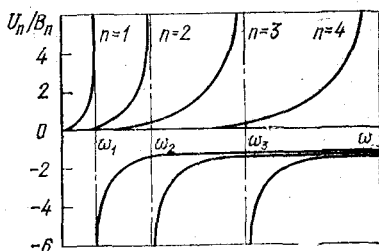
$$\frac{U_n}{B_n} = \frac{\omega^2 / \omega_n^2}{(1 - \omega^2 / \omega_n^2)}. \quad (5.22)$$

Выражение U_n/B_n можно назвать коэффициентом возбуждения гармоник и представить графически (рис. 5.2).

Как видно из рис. 5.2, у ротора в диапазоне частот вращения, не превышающих $0,5\omega_1$, упругий прогиб проявляется обычно только под воздействием дисбаланса, соответствующего первой форме упругого прогиба рото-

Рис. 5.2. Изменение коэффициента возбуждения гармоник в зависимости от рабочей частоты вращения ротора.

U_n/B_n — коэффициент возбуждения n -х гармоник; $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ — частоты собственных колебаний.



ра. При частотах вращения, превышающих $0,5\omega_1$, на упругий прогиб начнет оказывать существенное влияние составляющая дисбаланса по второй форме упругого прогиба. Составляющая третьей упругой формы дисбаланса проявится между первой и второй критическими частотами и т. д. Подавляющее большинство гибких роторов современных турбоагрегатов имеют рабочую частоту вращения между первой и второй критическими частотами, и лишь некоторая часть роторов работает за второй критической частотой вращения. В связи с этим очевидно, что успех балансировки в значительной степени будет зависеть от степени компенсации первых трех собственных форм колебаний. Как было показано в [32], для этого случая требуется $n+2=5$ плоскостей коррекции. Однако возможен и другой подход, когда все высшие формы колебаний совместно со второй упругой формой будут компенсироваться при балансировке на

рабочей частоте вращения. В этом случае потребуется не более трех балансировочных плоскостей.

Все методы балансировки гибких роторов на месте их установки, в том числе и двухопорных, основаны на учете формы упругой линии ротора.

В наиболее общем случае применим метод коэффициентов влияния, т. е. формальное использование уравнения (5.4) для каждой балансировочной частоты. Однако в настоящее время индивидуальная балансировка двухопорного ротора обычно используется при балансировке наиболее тяжелых роторов турбоагрегата — ротора генератора и РНД турбины, имеющих полугибкое и гибкое соединения [роторы с жесткими муфтами образуют систему многоопорного валопровода и должны балансироваться по специальному методу (см. § 5.6)]. Эти роторы имеют симметричную форму, и, поскольку балансировка на месте установки агрегата считается завершающим этапом виброналадочных работ, когда ротор не должен иметь грубого дисбаланса, описываемый ниже метод предусматривает использование систем симметричных и кососимметричных грузов, устанавливаемых в торцевые балансировочные плоскости ротора (см. рис. 5.1). Лишь в особых случаях существенного дисбаланса посередине ротора предусматривается использование третьей балансировочной плоскости, расположенной в средней части ротора.

Несмотря на это, правильность оценки характера и расположения дисбаланса вдоль ротора сохраняет важнейшее значение. Она осуществляется на основании анализа размаха колебаний и формы динамического заброса вибрации опор (цапф ротора) при проходе соответствующей критической частоты вращения и по виду фазовых соотношений их колебаний, как показано выше (см. § 4.4.). Оценку характера распределения дисбаланса вдоль ротора и правильной системы грузов можно сделать также путем сравнения полученных вибрационных характеристик с расчетными (см. § 5.4.).

«Привязка» плоскостей составляющих дисбаланса к ротору производится путем определения плоскости первой гармоники упругого прогиба ротора при прохождении первой критической частоты вращения: в этот момент пространственная форма линии упругого прогиба ротора становится плоской. При переходе на рабочую частоту вращения плоскость симметричных составляю-

щих дисбаланса корректируется из-за некоторого уменьшения фазы первой гармоники и одновременного воздействия составляющих третьей гармоники.

Положение плоскости второй гармоники дисбаланса определяется при прохождении второй критической частоты вращения, а для роторов, работающих между первой и второй критическими частотами (при симметричной конструкции и изотропности опор), приближенно определяется методом графического разложения векторов вибрации концов вала (или векторов одинаковых компонент вибрации подшипников) на симметричные или кососимметричные составляющие.

Начальная оценка дисбаланса может быть произведена по формуле

$$Q_n = \frac{1}{2a_0} [A_0 \pm B_0], \quad (5.23)$$

где A_0 и B_0 — векторы начальной вибрации опор; a_0 — среднее значение коэффициента чувствительности опор к данной системе грузов; знак плюс или минус берется при определении симметричных или кососимметричных составляющих соответственно.

Массу пробных грузов рекомендуется брать около 70% дисбаланса, полученного из выражения (5.23). При установке грузов на разном расстоянии от оси вращения их массы корректируются обратно пропорционально радиусам установки.

Согласно принятому методу при балансировке гибкого двухопорного ротора после пуска с начальным дисбалансом и получения векторов начальных вибраций A_0 и B_0 в торцевые плоскости ротора в соответствии с выявленным характером дисбаланса устанавливают пару симметричных или пару кососимметричных грузов $2P$ и делают пробный пуск с повторным измерением векторов вибрации (A_{01} , B_{01}). Масса и положение балансировочных грузов $2Q_1$ по отношению к плоскости установки пробных грузов определяются из векторного выражения

$$Q_1 = - \frac{A_0 \pm B_0}{A_1 \pm B_1}, \quad (5.24)$$

где A_1 и B_1 — векторы вибрации опор A и B , соответствующие пробным грузам $2P_1$: $A_1 = A_{01} - A_0$; $B_1 = B_{01} - B_0$.

Знак плюс в числителе и знаменателе дроби формулы (5.24) берется при подсчете симметричной системы грузов, а минус — кососимметричной.

После устранения основной (симметричной или кососимметричной) составляющей дисбаланса на ротор устанавливается другая система (кососимметричная или симметричная) пробных грузов и делается повторный пуск для определения балансировочных грузов, компенсирующих вторую составляющую дисбаланса.

Однако формула (5.24) не всегда дает окончательные результаты из-за недостаточно строгой линейности колеблющейся системы.

Нелинейные свойства системы гибкий ротор — упругомассовые опоры турбоагрегата до настоящего времени практически не изучены вследствие того, что не препятствовали устранению грубого дисбаланса роторов до приемлемых значений. Однако в последнее время при решении задачи прецизионной балансировки, обеспечивающей минимально возможный уровень вибрации, необходимый для целей диагностики, проблема устранения этого барьера приобретает важное значение.

Явление нелинейности рассматриваемой системы было подтверждено рядом исследователей [5, 39, 123, 156] и неоднократно обнаруживалось при экспериментальных динамических исследованиях турбоагрегатов, проводимых во ВТИ [93]. Это явление связывалось в основном с динамическими свойствами масляной пленки в подшипниках, хотя определенное влияние могут оказывать и другие факторы, например динамические характеристики опорных элементов, а также различные условия монтажа и эксплуатации турбоустановок.

Как известно, при условии линейности системы годографом конца вектора пробного груза при его обходе плоскости коррекции должна быть окружность с центром, соответствующим концу вектора дисбаланса (рис. 5.3,а); радиусы окружностей пропорциональны массам пробных грузов. На самом деле, как показали измерения на реальных турбоагрегатах, таких зависимостей практически не существует. В качестве примера на рис. 5.3,б представлены результаты измерений вибрации одной из опор генератора мощностью 17 МВт при обходе балансировочной плоскости грузом массой 675 г, находящимся в торцевой плоскости ротора. Еще более четкие результаты были получены при специальных ис-

следованиях нелинейности на стенде ВТИ — весьма точной динамической модели турбоагрегата мощностью 200 МВт (рис. 5.3, в). Во всех случаях нелинейность более легко обнаруживалась при низком уровне вибрации; существенное значение имеет и близость к критической частоте вращения [93, рис. 4.20].

Таким образом, коэффициенты чувствительности становятся зависимыми от многих обстоятельств и, в частности, от исходного дисбаланса. Иллюстрацией этого служит зависимость коэффициентов чувствительности подшипников генераторов ТВ-100-2 к кососимметричным системам грузов в торцевых плоскостях роторов при ра-

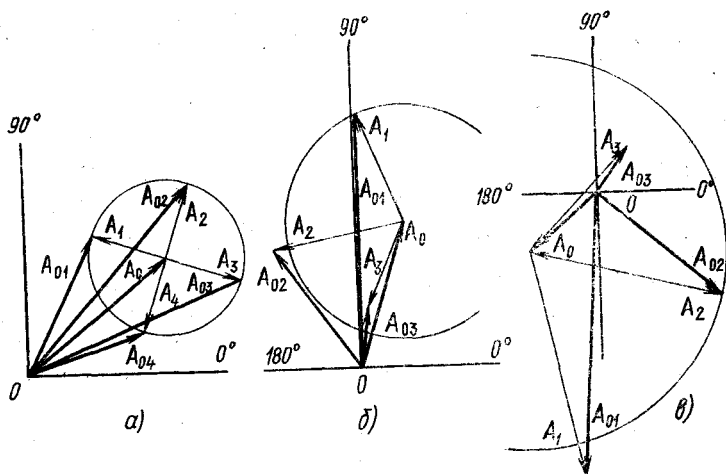


Рис. 5.3. Теоретические (а) и фактические (б, в) векторы вибрации при обходе плоскости коррекции пробным грузом.

A_0 — вектор исходной вибрации; A_1, A_2, A_3 — векторы одинаковых пробных грузов; A_{01}, A_{02}, A_{03} — результирующие векторы вибрации.

бочей частоте вращения, находящейся вблизи их второй критической частоты [93, рис. 4.2], а также разброс коэффициентов чувствительностей, полученных при балансировках на электростанциях турбоагрегатов мощностью 300 МВт ХТГЗ (табл. 5.1).

Указанные обстоятельства приводят к тому, что установка первоначальной системы балансировочных грузов $2Q_1$ в соответствии с формулой (5.24), как правило, дает векторы вибрации A_{02}, B_{02} , не удовлетворяющие норма-

Таблица 5.1. Диапазоны изменения коэффициентов влияния для турбоагрегата К-300-240+ТГВ-300, мкм·кг⁻¹

Расположение грузов	Направление	Номер опоры				
		1	2	3	4	5
В средней части РСД	В	7—11	8—21	9—23	10—29	10—19
На последней ступени РСД	В	3—11	10—22	13—35	20—32	11—43
На муфте между РСД и РНД (сторона РСД)	В	6	14—44	32—48	43—66	7—40
То же (сторона РНД)	В	5	12—25	25—26	33—142	25—58
	П	—	6—16	9—92	15—36	30—59
На первой ступени РНД	В	17	8	21	42—46	24—56
На пятой ступени РНД	В	15	20	39—53	72—100	43—130
Кососимметричная пара на пятой ступени РНД	В	23—32	23—40	25—83	80—193	61—220
На муфте РНД—РГ	П	29	19—32	23—51	55—109	96—163
	В	5	15—37	6—29	43—53	29—160

Примечание. В, П—соответственно вертикальное и поперечное направления измерения вибрации; схема расположения опор дана на рис. 5.7.

тивному уровню. Поэтому для компенсации влияния нелинейности следует воспользоваться методом последовательного приближения и произвести второй пуск с уточненными значениями балансировочных грузов $2Q_2$, определенных как $Q_2 = P_1 + Q_K$, где Q_K — корректировочный груз. При этом за начальный пуск принимается пуск с пробным грузом $2P_1$, а последний пуск считается пуском с пробными грузами ($Q_1 - P$). Поэтому, заменяя в формуле (5.24) векторы начальных вибраций A_0 и B_0 векторами A_{01} и B_{01} , получаем выражение для корректировочных грузов

$$Q_K = -[Q_1 - P] \frac{A_{01} \pm B_{01}}{A_2 \pm B_2}, \quad (5.25)$$

где A_2 и B_2 — векторы вибраций, соответствующие грузам $Q_1 - P$; $A_2 = A_{02} - A_{01}$; $B_2 = B_{02} - B_{01}$.

Все основные векторы определяются графически (рис. 5.4).

Если в результате пуска с грузом $2Q_2$ снова не произойдет достаточного снижения данной гармоники дисбаланса, корректировочные расчеты повторяются, причем за нулевой пуск берется уже пуск с первым вариантом балансировочных грузов $2Q_1$, а последний пуск считается пуском с парой пробных грузов $2[Q_2 - Q_1]$.

При уменьшении вибрации снижается прогиб ротора, поэтому на каждом следующем этапе точность расчета балансировочных грузов будет возрастать.

Критерием эффективности компенсации данной составляющей дисбаланса является уменьшение до минимума соответствующих ей векторов вибрации при одновременном сведении их в одну плоскость.

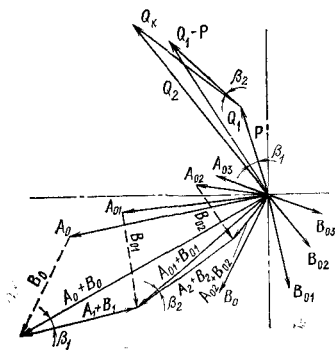
Иллюстрацией могут служить представленные на рис. 5.4 векторные построения при компенсации симметричных составляющих дисбалансов ротора турбогенератора, в результате которой остаточный дисбаланс характеризуется двумя кососимметричными векторами A_{03} и B_{03} .

Если после компенсации симметричных составляющих дисбаланса удовлетворительного снижения вибрации не произойдет, следует перейти к компенсации указанных выше кососимметричных составляющих.

При значительном дисбалансе в средней части ротора балансировка проводится в два этапа.

На первом этапе происходит компенсация основного дисбаланса по первой форме упругого ротора с установкой балансировочных грузов в средней части ротора (желательно — с учетом воздействия на третью форму).

За исходные данные берутся максимальные значения амплитуд вибрации (и их фазы), полученные во время начального пуска при прохождении критической частоты вращения. В виде исключения, если уровень вибрации слишком велик (свыше 200 мкм или $11,2 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$), то измерения можно проводить при частоте вращения ротора на $150\text{—}200 \text{ мин}^{-1}$ ниже критической. На этом этапе балансировка осуществляется с помощью пары симметричных грузов, устанавливаемых в торцевые плоскости ротора. Пробные симметричные грузы определяются из условий (5.23), где используются средние коэффициенты чувствительности опор к системе симметричных грузов для первой критической частоты вращения ротора. Порядок операций при уравнивании системой сим-



метричных грузов сохраняется таким же, как и при балансировке на рабочей частоте вращения, однако все измерения производятся на фиксированной частоте вращения вблизи первой критической частоты.

Операция по балансировке вблизи первой критической частоты вращения считается законченной, если максимальная вибрация опор не превосходит допустимых значений виброскорости $2,8 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$.

Если вибрации A_{02} и B_{02} , полученные при пуске с парой балансировочных грузов $2Q_{c1}$, выше $2,8 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$, то производится коррекция последних по описанному выше методу по формулам (5.24), (5.25).

После окончательного определения балансировочных грузов в торцевых плоскостях ротора последние должны быть перенесены на бочку ротора.

При переносе грузов очень важно не нарушить достигнутую уравновешенность ротора на балансировочной частоте и не ухудшить вибрационного состояния агрегата на всех других частотах вращения ротора.

В настоящее время обычно используют два метода переноса грузов [92].

В основе первого метода лежит условие ортогональности форм свободных изгибных колебаний ротора, на основании которого работа, выполняемая грузами до и после переноса на перемещениях по устраняемой составляющей динамического прогиба k -й формы, должна быть равна:

$$Q_n y_{k1} + Q_n y_{k2} = \frac{r_i}{r_n} \sum_{i=1}^n Q_i y_{ki}, \quad (5.26)$$

в то время как работа грузов после переноса на перемещениях по составляющим s -й формы должна быть равна нулю:

$$\sum_{i=1}^n Q_i y_{si} = 0 \quad (s \neq k), \quad (5.27)$$

где Q_n — масса груза, устанавливаемого в каждой из двух балансировочных плоскостей; Q_i — масса груза, устанавливаемого в каждой из i плоскостей по длине ротора после переноса; y_{k1} , y_{k2} — ординаты прогиба k -й формы в плоскостях установки балансировочных грузов; y_{ki} — ординаты прогиба k -й формы в i плоскостях размещения переносных грузов; r_n , r_i — радиусы установки грузов в балансировочных и в i -х плоскостях.

Этот метод переноса грузов используется при известных формах свободных колебаний ротора. Если после балансировки на первой критической частоте вращения уравновешивающие грузы надо перенести в среднюю часть ротора, то согласно формуле (5.26) пе-

переносимый груз должен быть пересчитан в отношении ординат первой формы колебаний:

$$\Sigma Q_i = 2Q_{\Pi} \frac{r_{\Pi}}{r_i} \frac{y_{\Pi}}{y_{ii}}, \quad (5.28)$$

где ΣQ_i — суммарная масса груза, устанавливаемого в среднюю часть ротора; $2Q_{\Pi}$ — масса переносимого груза; y_{Π} и y_{ii} — значения прогиба по первой форме в сечении торцевой балансировочной плоскости и в новых плоскостях установки грузов соответственно (берутся на основании заводских данных).

Для обеспечения условия (5.27) новые балансировочные плоскости установки грузов целесообразно располагать симметрично относительно узлов учитываемых высших форм колебаний.

Более простой, но менее точный способ переноса, обычно используемый на электростанциях, основан на обеспечении неизменных колебаний опор (концов вала) до и после переноса уравнивающего груза.

Формула переноса в этом случае следующая:

$$\sum_{i=1}^n Q_i = 2 \frac{r_{\Pi}}{r_i} Q_{\Pi\rho}, \quad (5.29)$$

где ρ — коэффициент гибкости ротора, определяемый конструкцией ротора, характером переноса грузов, а также отстройкой балансировочной частоты вращения от рабочей [92].

После переноса грузов из торцевых плоскостей в среднюю часть ротора последний разгоняется до рабочей частоты вращения, на которой и производится второй этап балансировки с использованием торцевых плоскостей для компенсации составляющих дисбаланса по высшим формам.

Ротор считается уравновешенным, если среднеквадратическая виброскорость его опор не превышает 2,8 или 1,8 мм·с⁻¹ (см. § 5.9).

5.4. БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ С ТЕПЛОВОЙ НЕСТАБИЛЬНОСТЬЮ

При проведении исследований причин вибрации турбоагрегата (см. гл. 4) может выявиться тепловая неустойчивость ротора генератора — зависимость сбалансированности ротора от его нагрева током. Причиной тепловой неустойчивости является нарушение строгой симметрии температурного поля в поперечном сечении ротора. Расчеты показывают, что, например, разница температур в крайних точках сечения ротора генератора

ТВВ-320-2 в 1°C вызывает его прогиб в середине пролета около 1 мм, что связано с существенным возрастанием вибрации (масса ротора 55 т).

Нарушение равномерного температурного поля ротора генератора вызывается появлением местных источников нагрева (например, витковые замыкания обмотки) или нарушением симметрии вентиляции, отвода теплоты.

В связи с этим устранение теплового дисбаланса может быть осуществлено путем ремонта обмотки ротора или системы вентиляции (для выравнивания гидравлических сопротивлений охлаждающих каналов в роторе).

Вместе с тем, учитывая длительность ремонта генератора и относительную безопасность его эксплуатации, например, с небольшим количеством короткозамкнутых витков или небольшим искажением вентиляционных каналов, следует считать полностью оправданной разработанный во ВТИ метод компенсации теплового прогиба роторов генераторов балансировочными грузами во время обычной балансировки, впервые нашедший массовое применение в начале 60-х годов для генераторов с поверхностным охлаждением мощностью 100 МВт (см. гл. 3).

Этот метод, многократно проверенный на практике, дает хорошие результаты при условии, что значение теплового дисбаланса не превышает значения механического дисбаланса или если плоскости их взаимного расположения не имеют существенного расхождения по фазе.

Наиболее часто тепловая нестабильность является следствием витковых замыканий. В этом случае, как показали исследования, при постоянстве тока ротора генератора изменение активной и реактивной нагрузок приводит к некоторому изменению значения действующих на ротор усилий, но не изменяет их направления. Этот важный вывод и был положен в основу разработанного во ВТИ метода устранения влияния теплового дисбаланса.

Сущность метода заключается в балансировке ротора генератора в холодном состоянии с последующей компенсацией предварительно определенного вектора теплового прогиба. Последний определяется в процессе измерений вибрации опор ротора турбогенератора при

пусках до и после его полного разогрева (рис. 5.5):

$$\mathbf{A}_{\text{тв}} = \mathbf{A}_{\text{гв}} - \mathbf{A}_{\text{в}}; \quad \mathbf{B}_{\text{тв}} = \mathbf{B}_{\text{гв}} - \mathbf{B}_{\text{в}}, \quad (5.30)$$

где $\mathbf{A}_{\text{в}}$, $\mathbf{B}_{\text{в}}$ и $\mathbf{A}_{\text{гв}}$, $\mathbf{B}_{\text{гв}}$ — соответственно векторы первой гармоники вертикальных колебаний подшипников A и B ротора генератора с начальным дисбалансом до и пос-

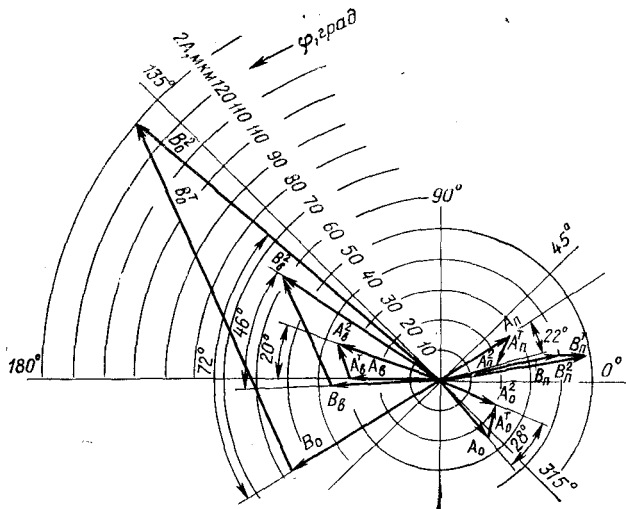


Рис. 5.5. Векторные построения при тепловой разбалансировке ротора генератора типа ТВ-50.

$2A$ — размах виброперемещений; φ — относительная фаза вибрации; $\mathbf{A}_{\text{в}}$, $\mathbf{A}_{\text{п}}$, $\mathbf{A}_{\text{о}}$ и $\mathbf{B}_{\text{в}}$, $\mathbf{B}_{\text{п}}$, $\mathbf{B}_{\text{о}}$ — соответственно вертикальные, поперечные и осевые компоненты векторов начальной вибрации опор A и B генератора при его холодном состоянии; $\mathbf{A}_{\text{гв}}$, $\mathbf{A}_{\text{гп}}$, $\mathbf{A}_{\text{гo}}$ и $\mathbf{B}_{\text{гв}}$, $\mathbf{B}_{\text{гп}}$, $\mathbf{B}_{\text{го}}$ — то же при горячем состоянии; $\mathbf{A}_{\text{тв}}$, $\mathbf{A}_{\text{тп}}$, $\mathbf{A}_{\text{то}}$ и $\mathbf{B}_{\text{тв}}$, $\mathbf{B}_{\text{тп}}$, $\mathbf{B}_{\text{то}}$ — векторы теплового разбаланса.

ле полного прогрева, а $\mathbf{A}_{\text{тв}}$ и $\mathbf{B}_{\text{тв}}$ — практически неизменные векторы теплового дисбаланса.

Опыт показывает, что наиболее чувствительными к дисбалансу бывают осевые компоненты колебаний опор. Однако изменения осевых компонентов вибрации при балансировке менее всего подчиняются линейному закону, вследствие чего компенсацию вектора теплового прогиба, как и вообще балансировку роторов, следует вести по вертикальным или поперечным компонентам в зависимости от максимального совпадения характеристик динамической податливости опор данного турбоагрегата.

Полученные экспериментальные данные тепловых векторов вибрации A^T и B^T раскладываются на симметричные (синфазные) и кососимметричные (противофазные) составляющие и затем суммируются соответственно с симметричными и кососимметричными составляющими начального дисбаланса.

При расчетах балансировочных грузов в формуле (5.24) векторы A_0 и B_0 заменяются на векторы A_{Γ_0} и B_{Γ_0} :

$$Q_{\Gamma} = - \frac{A_{\Gamma_0} \pm B_{\Gamma_0}}{A_1 \pm B_1} P_1, \quad (5.31)$$

где $A_{\Gamma_0} = A_0 + A^T$; $B_{\Gamma_0} = B_0 + B^T$ и A^T , B^T — векторы теплового дисбаланса.

В тех случаях, когда балансировка проведена без учета теплового нагрева ротора генератора, можно ввести необходимую коррекцию отдельно на вектор теплового дисбаланса.

Поскольку тепловая разбалансировка есть функция нагрева ротора генератора, необходимо обеспечить стабильное тепловое состояние ротора, идентичное эксплуатационному. Для роторов с поверхностным охлаждением, у которых основной причиной тепловой нестабильности почти всегда бывают витковые замыкания, требуемый режим может быть создан путем нагрева ротора номинальным током до температуры, соответствующей работе при номинальной нагрузке и $\cos \varphi$; такой режим для некоторых генераторов возможен на рабочих частотах вращения даже на воздухе (например, для серии ТВ-2) или на пониженных частотах вращения с применением резервного возбуждателя; для мощных генераторов (серий ТВВ, ТГВ) заполнение водородом при этом обязательно. В этом случае учет теплового дисбаланса генератора может быть осуществлен также путем балансировки турбоагрегата при нормальном режиме эксплуатации; однако такая операция занимает значительно больше времени.

Перед балансировкой роторов генераторов с непосредственным охлаждением обмоток важно установить, что является основной причиной тепловых влияний — витковые замыкания или ухудшение режима вентиляции, для чего номинальное тепловое состояние ротора сначала достигается путем нагрева его током при нормальных условиях вентиляции, а затем — при режиме максимального ухудшения вентиляции и соответственно

меньших значениях тока и нагрузки (с помощью понижения избыточного давления водорода или перехода на режим с воздушным охлаждением). Если изменение режима вентиляции не оказывает существенного влияния на тепловую разбалансировку, то для создания исходного теплового режима необходимо лишь поддержание номинальной температуры ротора путем его разогрева током. В противном случае требуется обеспечение номинальных значений всех основных параметров теплового состояния генератора.

Качество балансировки роторов с тепловой нестабильностью оценивается уровнем вибрации турбоагрегата

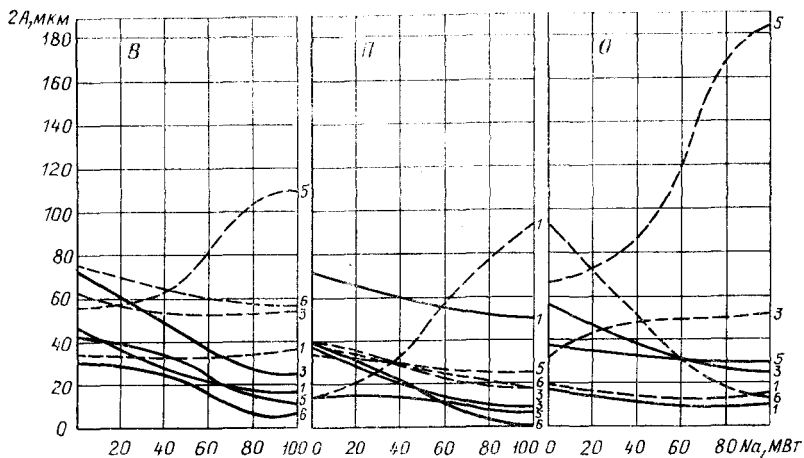


Рис. 5-6. Изменение вибраций опор турбоагрегата К-100-90+ТВ2-100-2 от нагрузки и тока ротора генератора до и после компенсации теплового разбаланса.

В, П, О — соответственно вертикальные, поперечные и осевые компоненты вибрации; $2A$ — размах виброперемещений; N_a — активная нагрузка; номера опор: 1, 2 — РВД; 3, 4 — РНД турбины; 5, 6 — генератора; — — — до компенсации теплового дисбаланса; ————— после компенсации теплового дисбаланса.

та при работе его с номинальной нагрузкой и номинальными эксплуатационными параметрами. Дополнительная корректировка результатов может быть осуществлена путем измерения вибрации опор горячего ротора при работе с полной нагрузкой до и после балансировки в холодном состоянии, при этом грузы, установленные

после балансировки холодного ротора, рассматриваются как пробные.

В результате балансировки происходит компенсация вектора теплового дисбаланса для данного теплового режима ротора генератора. В качестве примера на рис. 5.6 приведены виброхарактеристики, полученные до и после балансировки ротора генератора с учетом теплового дисбаланса при полной нагрузке. Тепловой дисбаланс составлял около 70% остаточного механического дисбаланса. Балансировочные грузы обеспечили получение виброхарактеристик, являющихся как бы зеркальным отображением старых: если до балансировки вибрации опор с ростом нагрева ротора и нагрузки возрастали (пунктир), то после балансировки они снижались, сохраняя довольно высокий уровень на холостом ходу и при малых нагревах. В связи с этим необходимо учитывать максимальные вибрации, которые могут быть у турбоагрегата после балансировки при разных режимах эксплуатации, а также на критических частотах вращения. При недопустимых значениях вибрации следует изменить массу балансировочных грузов таким образом, чтобы обеспечить безопасную работу турбоагрегата на всех режимах.

5.5. ТЕОРИЯ БАЛАНСИРОВКИ ГИБКИХ МНОГООПОРНЫХ ВАЛОПРОВОДОВ

Массовый выпуск крупных турбоагрегатов сделал в настоящее время весьма актуальной проблему балансировки системы жестко связанных гибких роторов.

При решении задачи балансировки многоопорных валопроводов были сделаны попытки использовать метод балансировки по собственным формам колебаний.

Наиболее строгое математическое решение задачи балансировки системы гибких роторов по собственным формам дал Е. Хюбнер [154], который выразил зависимость прогибов и реакций от дисбалансов и предложил метод определения балансировочных грузов с обоснованием необходимого числа измерений.

Исходной является интегральная зависимость, выражающая динамический прогиб валопровода:

$$y_0(z) = \int G(z, \xi) p^0(z) dz, \quad (5.32)$$

где $y_0(z)$ — прогиб; $p^0(z)$ — динамическая нагрузка; $G(z, \xi)$ — функция влияния.

В результате преобразований Хюбнер приходит к матричному уравнению прогибов в сечениях y^0 , а затем — к матричному выра-

жению реакций опор при фиксированной частоте вращения ω , из которого можно получить искомый дисбаланс:

$$[A^0_\omega] = [S] [F_\omega] [X'] [U^0], \quad (5.33)$$

где $[S]$ — матрица динамических реакций, каждый столбец которой является вектором реакций одной из собственных форм колебаний; $[X']$ — транспонированная матрица, соответствующая матрице $[X]$ собственных векторов; $[F_\omega]$ — диагональная матрица коэффициентов динамичности; $[U^0]$ — вектор-столбец неизвестных комплексных значений дисбалансов.

Для решения задачи требуются измерения на нескольких частотах вращения, поскольку число опор меньше числа балансировочных плоскостей и значение вектора A на порядок ниже значения вектора U^0 .

Ден Гартог установил [156], что для балансировки системы гибких многоопорных роторов необходимо $N+K$ балансировочных плоскостей, где K — количество опор, а N — число критических частот вращения в диапазоне от нуля до частоты вращения, превосходящей рабочую в 4 раза, при этом коэффициент 4 обосновывается тем, что при частоте вращения, соответствующей $1/4$ первой критической частоты и ниже гибкость вала практически не обнаруживается. Были сделаны также допущения, что массы дисбаланса и массы балансировочных грузов малы по сравнению с массой валопровода, а смещения масс дисбаланса малы по сравнению с эксцентриситетами центров тяжести.

После серии запусков агрегата для получения коэффициентов влияния α_{ik} составляются k независимых векторных уравнений вида:

$$\alpha_{B1} m_1 e_1 + \dots + \alpha_{Bk} m_k e_k + A_{B0} = 0, \quad (5.34)$$

(где A_{B0} — колебания подшипника B при пуске без грузов), решая которые, находят статические моменты $m_i e_i$ искомых уравновешивающих грузов.

При анализе возможности балансировки гибких роторов по собственным формам колебаний М. Я. Кушуль и А. В. Шляхтин [60] показали, что при помощи n балансировочных грузов независимо от числа опор и роторов можно компенсировать n первых собственных форм. Однозначно определяются соотношения между статическими моментами M_{kj} балансировочных грузов, которые компенсируют k -ю форму многоопорных роторов, не возбуждая при этом остальные $k-1$ формы:

$$M_{kj} = -\frac{\Delta_{kj}}{\Delta} C_k, \quad (5.35)$$

где C_k — амплитуда k -й формы; Δ_{kj} — определитель системы уравнений, составленный из собственных функций валопровода $x_j(l_j)$, соответствующих собственным частотам; Δ — дополнение к определителю Δ_{kj} .

Авторы показали, что выбор M_{kj} зависит не только от устранения k -й формы, но и от остальных $n-1$ форм и что только при $n \rightarrow \infty$ эта зависимость исчезает. Отмечается также, что при разложении сил инерций сосредоточенных дисбалансов в ряды по собственным функциям сходимость медленная, вследствие этого динамические реакции подшипников от высших форм дисбаланса

могут быть больше допустимых, даже если полностью компенсировать все собственные формы в диапазоне частот вращения, в 4—5 раз превышающих рабочую. Поэтому целесообразнее, имея n балансировочных грузов, компенсировать не все n форм, а лишь m из них. В этом случае на балансировочные грузы можно наложить $n-m$ дополнительных условий, правильный выбор которых даст оптимальный результат.

Основная сложность применения метода балансировки по собственным формам колебаний заключается в чрезвычайной трудности их определения, особенно для валопровода крупного турбоагрегата, а также при отсутствии необходимого количества плоскостей коррекции, при этом исключается использование ортогональных систем грузов, что существенно осложняет задачу. Поэтому в настоящее время преимущественное развитие получил более старый метод балансировки на фиксированных частотах вращения ограниченным числом грузов, при котором задача сводится к устранению вибрации опор турбоагрегата путем решения системы уравнений в комплексной форме:

$$\sum_{k=1}^n a_{ik} \mathbf{Q}_k + \mathbf{A}_i = 0, \quad (5.36)$$

где a_{ik} — коэффициенты влияния (k — номер балансировочной плоскости, i — номер опоры подшипника); $\mathbf{Q}_k$ — искомые уравновешивающие грузы; $\mathbf{A}_i$ — векторы начальной вибрации опор.

Уравнение (5.36) должно удовлетворяться во всем возможном диапазоне частот вращения валопровода, включая рабочую и все нижерасположенные критические частоты; оно справедливо при условии $i=k=n$, т. е. когда число балансировочных плоскостей равно числу опор или каких-либо других контролируемых точек измерения вибрации.

Переход к балансировке многоопорных гибких валопроводов связан с усложнением вычислительных операций и резким снижением результативности расчетов. Поэтому в первых же работах, посвященных проблеме балансировки многоопорных валопроводов (С. Г. Таманцев, Г. Бекер [144]) были предложены методы, сущность которых заключалась в сведении многоплоскостной балансировки к эквиваленту одноплоскостной балансировки путем последовательного определения систем грузов, компенсирующих вибрацию одной опоры и

не влияющих на вибрацию остальных (метод нулевых приращений, метод групп грузов). В последние годы также предлагались различные способы понижения порядка системы уравнений (5.36), основанные на аналогичном принципе [20, 62], однако во всех случаях решение линейных уравнений вида (5.36) ручным способом не вызывает затруднений для систем не выше третьего порядка. В связи с этим до использования ЭВМ в практике балансировок большее распространение имел приближенный метод расчетов (метод релаксаций): на основании известных коэффициентов влияния a_{ik} и данных вибрации опор при пуске агрегата без грузов A_0 , B_0 рассчитывался груз, устраняющий колебания опоры с максимальным уровнем вибрации. Затем с помощью известных коэффициентов влияния a_{ik} путем расчета определялась вибрация опор после установки этого груза:

$$A_{01} = A_0 + a_{11}P_1; B_{01} = B_0 + a_{21}P_1 \dots, \quad (5.37)$$

и рассчитывался второй груз, компенсирующий вибрацию второй опоры, и т. д. Вычисления заканчивались по достижении всеми опорами допустимых значений вибрации, после чего производились установка грузов на валопровод агрегата и пуски агрегата с корректировкой результатов расчета.

В течение последнего десятилетия при балансировке многоопорных валопроводов все большее применение получают ЭВМ. Однако применение ЭВМ для решения уравнений вида (5.36) давало значительные погрешности из-за плохой обусловленности матриц коэффициентов влияния. Вместе с тем экспериментальные данные убедительно показывали, что удовлетворительные решения задачи балансировки многоопорных валопроводов возможны и при использовании ограниченного количества балансировочных плоскостей. В результате появилась идея оптимизации балансировочных расчетов, основанная на новой формулировке задачи: достижение некоторых допустимых значений вибрации контролируемых точек турбоагрегата (а не сведение их к нулю):

$$\sum a_{ik}Q_k + A_i = \epsilon_i \rightarrow \min, \quad (5.38)$$

где ϵ_i — функция остаточных значений вибрации.

В этом случае число балансировочных плоскостей может быть меньше числа точек контроля вибрации (опор, цапф роторов).

Для решения задачи в такой постановке удобным оказалось применить метод наименьших квадратов.

Одной из первых разработок явился модифицированный метод наименьших квадратов, при котором минимум максимального из значений остаточных вибраций ε_i достигается итерационным способом [150].

При расчетах на ЭВМ векторные величины, соответствующие уравнению (5.38), заменяются на вещественные и мнимые компоненты, из которых образуются матрицы начальной вибрации $[A]$, коэффициентов чувствительностей $[a]$ и их транспонированная матрица $[a]^T$.

Первая итерация предусматривает применение метода простых наименьших квадратов, т. е. подбор балансировочных грузов Q_{hx} , которые обеспечили бы выполнение условия

$$\sum_{i=1}^i |\varepsilon_i|^2 \rightarrow \min, \quad (5.39)$$

что возможно при $\partial S / \partial Q_{ix} = \partial S / \partial Q_{iy} = 0$.

Составленная на основании этих зависимостей система уравнений для определения балансировочных грузов и мест их установки в матричной форме имеет вид:

$$[Q] = -\{[a]^T[a]\}^{-1}[a]^T[\varepsilon], \quad (5.40)$$

а матрица-столбец амплитуд и фаз остаточной вибрации

$$[\varepsilon] = [a][Q] + [A]. \quad (5.41)$$

Если максимальные значения остаточной вибрации получились существенно больше среднеквадратического значения остаточной вибрации, то предлагается произвести вторую итерацию, применив на этот раз метод взвешенных наименьших квадратов.

По методу взвешенных наименьших квадратов каждое из совместных линейных уравнений первоначального решения приводится к взвешенному с помощью значения остаточного колебания. Рассчитываемые при этом корректировочные грузы уменьшают большие остаточные значения вибрации в той же мере, в какой увеличивают меньшие остаточные значения.

С этой целью из матрицы $[a]^T$ образуется матрица $[a]^T$ путем умножения первых двух столбцов на $\left[\frac{\varepsilon_1}{R}\right]$.

третьих и четвертых — на $\left[\frac{\varepsilon_2}{R}\right]$ и т. д., где R — среднее квадратическое значение остаточной вибрации.

Корректирующие грузы определяются по формуле

$$[Q'] = -\{[a]^T [a]\}^{-1} [a]^T [A], \quad (5.42)$$

а новые значения остаточной вибрации

$$[\varepsilon'] = [a][Q'] + [A]. \quad (5.43)$$

При неудовлетворительных результатах предлагается произвести третьи, четвертые и т. д. итерации и, используя ошибки каждого приближения в качестве множителей матрицы коэффициентов влияния для последующего расчетов, можно подойти к решению, дающему минимальные значения максимальной остаточной вибрации.

На практике применение метода наименьших квадратов может дать слишком большие значения балансировочных грузов, что при недостаточно надежных коэффициентах влияния не приведет к решению задачи. Поэтому в работе [150] было предложено связать с каждым характеристическим коэффициентом некоторую неопределенность, выраженную в виде дисперсии, и применить процесс оптимизации, при котором минимизируется сумма квадратов расчетных остаточных значений вибрации ε_i плюс сумма дисперсий этих величин $D\varepsilon_i$, получаемых из дисперсий коэффициентов влияния:

$$\left\{ \sum_{i=1}^N |\varepsilon_i|^2 + \sum_{i=1}^N |D\varepsilon_i| \right\} \rightarrow \min. \quad (5.44)$$

Последнее условие можно формулировать как минимизацию среднеекватрического значения остаточных значений вибрации и их погрешностей.

Дисперсия остаточных значений вибрации $D\varepsilon_i$ определяется погрешностью при измерении начальной вибрации DA_i и погрешностью коэффициентов влияния Da_{ik} , пропорциональной массам балансировочных грузов:

$$D\varepsilon_i = DA_i + \left[\sum_{k=1}^k Q_k^2 \right] Da_{ik}. \quad (5.45)$$

Учет погрешности в такой форме приводит к матричному уравнению для определения балансировочных

грузов

$$[Q] = -\{[a]^T[a] + [D]\}^{-1}[a][A], \quad (5.46)$$

которое отличается от (5.42) введением диагональной матрицы дисперсии:

$$[D] = \begin{vmatrix} \Sigma D_{i2} & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \Sigma D_{i2} & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & \Sigma D_{i2} \end{vmatrix}. \quad (5.47)$$

Такая форма решения исключает возможность получения больших балансировочных грузов, в частности, в тех плоскостях, где коэффициенты влияния были определены менее надежно. Она дает возможность путем проведения расчетов с последовательным исключением менее эффективных балансировочных плоскостей (сначала одной, потом другой и т. д.) установить оптимальное количество последних.

В одной из первых отечественных работ, посвященных применению ЭВМ при балансировке многоопорных валопроводов турбоагрегатов [70], также предусматривается проведение расчетов по методу простых наименьших квадратов. Однако оптимизацию процесса балансировки с точки зрения размещения и установления оптимального количества грузов предлагается проводить путем последовательного анализа результатов расчетов с различными системами грузов в соответствии с выражением (5.38). Более детальной разработкой программы расчета балансировочных грузов с учетом погрешностей на основе решения системы уравнений вида (5.46) явилась программа «Баланс» [21].

Программа «Баланс» позволяет при ограниченном числе плоскостей корректировки свести к минимуму остаточные значения вибрации основных элементов агрегата. В качестве критерия качества избрано условие приближения к минимуму суммы среднего и максимального значений остаточной вибрации:

$$\varepsilon_{\text{ср}} + \varepsilon_{\text{макс}} \rightarrow \text{мин.}$$

Поэтому решение уравнения (5.46) представляет собой первую итерацию, а приближение к условию (5.47) выполняется при последующих итерациях (до пяти).

С этой целью после определения коэффициентов $k_i = \varepsilon_i / \varepsilon_{\text{ср}}$ и коэффициентов взвешивания $S_i = k^p$ ($0 \leq p \leq 1$) расчет повторяется с заменой матриц $[A]$, $[a]$ и значе-

ний D на новые матрицы $[A]$, $[a]'$ и значения D'_k :

$$[A]' = \text{diag } S_i[A], \quad [a]' = \text{diag } S_i[a];$$

$$D'_k = \sum_i S_i^2 D a_{ik}.$$

В результате введения коэффициентов взвешивания $S_i > 1$ приближает ε_i к $\varepsilon_{\text{ср}}$, и через несколько последующих итераций можно получить достаточную сходимость процесса. Практически можно ограничиться пятью итерациями. Проведенный анализ показал, что надежность результатов расчетов балансировочных грузов при введении дисперсий, даже при неточном их определении, улучшается. Однако матрица дисперсии вносит существенное искажение в исходную информацию, и, по-видимому, имеются случаи, когда ее введение нецелесообразно.

Эффективность расчетов, особенно при балансировке многоопорных валопроводов, определяется надежностью вводимых в программу исходных данных. В связи с этим в работе [146] анализируются погрешности, вносимые измерительной аппаратурой, и делается вывод о необходимости учета особенностей методики и условий эксперимента путем контроля повторяемости результатов. Результативность балансировки может быть связана с погрешностью измерительной аппаратуры с помощью выражения [68]

$$[\Delta Q] = [a]^{-1} [\Delta A], \quad (5.48)$$

где $[\Delta Q]$ — вектор «неустранимых» дисбалансов; $[\Delta A]$ — вектор погрешностей измерения вибрации; $[a]$ — матрица коэффициентов влияния.

Из (5.48) следует, что неустранимый дисбаланс зависит от матрицы $[a]$, т. е. от выбора балансировочных плоскостей и мест контроля вибрации. Этот вывод совпадает также с результатами другой работы, посвященной анализу влияния погрешностей на результаты расчета балансировочных грузов [19]. Следует, однако, иметь в виду, что погрешности расчетов зависят не только от виброаппаратуры, но и от нестабильности вибрации, влияния эксплуатационных факторов и других обстоятельств.

Следует отметить, что рассмотренные выше методы балансировки многоопорных валопроводов в основном

преследовали цель совершенствовать балансировочные расчеты и по существу не были связаны с объектом балансировки и с анализом динамических свойств балансируемой системы.

Между тем задача совершенствования метода балансировочных расчетов является лишь одной стороной проблемы создания надежного метода балансировки многоопорных гибких валопроводов. Специфика эксплуатации и наладки крупных паротурбинных агрегатов выдвигает требования, чтобы вся исходная для балансировки валопровода информация была получена не более чем за один пуск турбоагрегата. Поэтому до проведения самих балансировочных расчетов необходимо:

правильно оценить минимально необходимое количество и рациональное расположение балансировочных плоскостей для конкретных типов турбоагрегатов с учетом характера распределения дисбаланса вдоль валопровода;

получить надежные коэффициенты влияния.

Решение такого комплекса задач совместно с совершенствованием методов применения современной вычислительной техники для облегчения расчетов возможно только с помощью расчетно-экспериментального метода (см. § 5.7).

Под расчетной частью метода подразумевается решение задачи вынужденных колебаний системы валопровод — опоры — основание типовых турбоагрегатов; экспериментальная часть должна обеспечить согласование полученных данных с параметрами вынужденных колебаний балансируемого агрегата.

5.6. АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ВАЛОПРОВОДА СОВРЕМЕННОГО ТУРБОАГРЕГАТА

В настоящее время наибольшее развитие в практике нашли приближенные методы расчета, основанные на замене реальной системы с распределенными параметрами системой с дискретным распределением масс, обладающей конечным числом степеней свободы.

Несмотря на успешное развитие, расчетные методы исследования вынужденных колебаний пока еще не дают необходимой для количественной оценки вибрации точности результатов. Однако предварительный анализ показал, что расчетные значения амплитуд вибрации име-

ют тот же порядок и примерно те же соотношения, что и экспериментальные, а их отклонения от экспериментальных значений примерно того же порядка, что и наблюдаемый разброс экспериментальных коэффициентов чувствительности. Достаточно близкие значения имеют и фазовые соотношения. Все это позволяет заключить, что расчет вынужденных колебаний валопроводов турбоагрегатов даже без специальных корректив должен дать качественные соотношения, достаточные для решения одной из основных задач — оценки относительной эффективности балансировочных плоскостей и установления их оптимального положения для типовых турбоагрегатов с целью создания унифицированной программы расчета уравнивающих грузов для каждого типа турбоагрегата.

Все известные приближенные методы расчетов можно условно объединить в три основные группы: метод начальных параметров, метод динамических жесткостей и метод разложения по полным системам функций.

Наиболее органически близким к задаче уравнивания гибких валопроводов является метод расчета с разложением по собственным формам колебаний. Его основное достоинство — возможность оценки влияния составляющих неуравновешенности по каждой форме колебаний на общее вибрационное состояние агрегата.

Выше отмечалось, что метод разложения по собственным формам колебаний использовался при разработке теории уравнивания гибких двухопорных роторов, однако применительно к расчету вынужденных колебаний системы многопролетный валопровод — опоры — фундамент этот метод детально разрабатывался лишь в самое последнее время [54].

При использовании метода разложения по собственным формам колебаний смещение любой точки системы валопровод — опоры — фундамент можно представить в виде суммы:

$$y(z, t) = \sum_{s=1}^{\infty} T_s(t) y_s(z), \quad (5.49)$$

где $T_s(t)$ — скалярная функция времени; $y_s(z)$ — компоненты смещения по s -й форме колебаний.

Функция $y_s(z)$ и связанные с ней спектр собственных частот и собственные формы колебаний валопровода

определялись методом начальных параметров путем решения задачи о собственных колебаниях соответствующей консервативной системы, получающейся из исследуемой путем исключения демпфирования во всех ее элементах и замены матрицы жесткости масляного слоя ее симметричной частью, что позволяет рассматривать колебания по вертикальным и горизонтальным направлениям независимо.

Расчет вынужденных колебаний валопровода с использованием метода разложения по собственным формам сводится к определению второго члена уравнения $T_s(t)$ путем решения системы уравнений, имеющих в матричной форме выражение

$$\ddot{T} + L\dot{T} + AT = q(t), \quad (5.50)$$

где L — матрица приведенных коэффициентов сопротивления, зависящих от относительных смещений элементов системы при колебаниях по собственным формам и их характеристик демпфирования; A — матрица, составленная из частот собственных колебаний, найденных на первом этапе расчета [функции $y_s(z)$], и коэффициентов, характеризующих влияние циркуляционных сил (в первую очередь — масляного слоя); $q(t)$ — векторная функция возмущающих сил (сил дисбаланса), задаваемая в виде эксцентриситетов валопровода в горизонтальной и вертикальной плоскостях по соответствующим собственным формам колебаний.

Порядок матриц и векторов системы (5.50) определяется числом учитываемых собственных частот колебаний, расположенных около анализируемой частоты вращения; в соответствии с рекомендациями в [54] при наших исследованиях учитывалось по четыре собственных формы.

Решение уравнения при вынужденных колебаниях имеет вид:

$$T_i = a_i \cos \omega t + b_i \sin \omega t, \quad (5.51)$$

после подстановки которого в уравнение, выраженное в матричной форме, получается система линейных уравнений порядка $2n$ относительно неизвестного вектора $\mathbf{a}$, определяемого через коэффициенты a_i и b_i указанного выше решения.

Примененный алгоритм расчета вынужденных колебаний позволял получать искомые смещения точек систе-

мы валопровод — опоры — фундамент под влиянием приложенных неуравновешенных сил с учетом фазовых соотношений.

В процессе отладки программы [54] на ЭВМ М-222 и проведения опытного расчета осуществлено ее усовершенствование. Модернизированная программа упрощает расчет: в нее введена дополнительная часть, позволяющая любую форму неуравновешенности разложить по заранее подсчитанным формам собственных колебаний; кроме того, увеличено в 1,5 раза число учитываемых точек разбиения (до 300), усовершенствован вывод на печать, упрощены некоторые другие элементы программы.

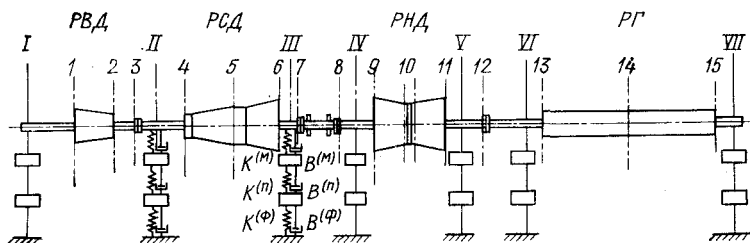


Рис. 5.7. Расчетная схема турбоагрегата.

1—15 — номера балансирующих плоскостей; I—VII — номера опор подшипников; $K^{(м)}$, $K^{(п)}$, $K^{(ф)}$ и $B^{(м)}$, $B^{(п)}$, $B^{(ф)}$ — соответственно жесткости и демпфирование масляной пленки элементов опор фундамента и опор подшипников.

Алгоритм расчета записан на языке АЛГОЛ-60 и транслировался с помощью транслятора ТА-1м.

В качестве объекта анализа был выбран турбоагрегат мощностью 300 МВт ХТГЗ, для которого имелось наибольшее количество экспериментальных материалов; схема турбоагрегата представлена на рис. 5.7.

Валопровод турбоагрегата состоит из четырех гибких роторов: трех турбинных и одного генераторного, лежащих на семи анизотропных подшипниках скольжения; РВД и РСД, РНД и РГ связаны жесткими муфтами, РСД и РНД — полужесткими.

Собственно валопровод схематизировался в виде многомассовой системы, состоящей из сосредоточенных масс и упругих безынерционных элементов. Дисбаланс задавался в виде сосредоточенной массы, смещенной на величину эксцентриситета, в соответствии с рассматриваемой формой. Статор-фундамент заменялся двухмассо-

выми системами, не связанными в продольном направлении. Обоснование такой замены дано в [54].

Таблица 5.2. Расчетные и экспериментальные коэффициенты чувствительности k , $\text{мкм} \cdot \text{кг}^{-1}$, и φ , град

Номер опоры	Значения	Система грузов											
		E-5		E-6		E-7		E-8		C-8-12		KC-9-11	
		k	φ	k	φ	k	φ	k	φ	k	φ	k	φ
1	P	2	90	1	80	0,2	180	0,1	0	42	0	1	260
	Э	7	115	3	62	6	205	5	0	43	342	23	276
2	P	0,5	270	3,5	270	2	0	3	20	20	0	5	80
	Э	8	263	10	290	14	8	10	22	62	50	23	53
3	P	5	357	47	86	27	80	57	134	51	146	12	153
	Э	9	4	35	110	32	73	56	113	69	125	25	150
4	P	27	168	223	90	218	110	150	90	196	100	113	84
	Э	29	161	32	110	66	123	142	95	197	76	120	85
5	P	5	325	33	34,1	35	30	27	286	85	144	43	300
	Э	5	13	43	350	40	350	26	324	40; 203	114	61	264

Примечание. P — расчетные значения; Э — экспериментальные значения.

Массы опор приводились к центрам вкладышей подшипников. В расчете учитывались упругие и демпфирующие свойства элементов системы — масляной пленки, опор и фундамента. В частности, в расчете были использованы экспериментальные динамические характеристики системы опоры — фундамент однотипных турбоустановок, полученные при исследованиях с помощью вибраторов, а динамические коэффициенты масляного слоя подшипников были получены расчетным путем по методу Э. Л. Позняка [86]. Динамические характеристики масляного слоя и опор с достаточной для практики точностью выражаются матрицами второго порядка.

На рис. 5.8 представлены результаты расчета собственных частот и форм колебаний валопровода. Путем сопоставления полученных расчетных форм с экспериментальными были установлены главные формы колебаний, соответствующие критическим частотам одного из роторов системы: РГ — 1060 мин^{-1} , РСД — 1261 , РНД — 1428 , РВД — 1802 , РНД-2 — 2960 и РГ-2 — 3560 мин^{-1} . В табл. 5.2 представлены результаты сопоставления рас-

четных и экспериментальных значений коэффициентов чувствительности для исследуемого турбоагрегата на рабочей частоте (3000 мин^{-1}). Расчеты приведены для тех систем пробных грузов, по которым имеется достаточное количество экспериментальных данных. Таких систем оказалось шесть: единичные грузы в средней части ротора среднего давления (Е-5); на последней ступени РСД (Е-6) и на полумуфтах между РСД и РНД (Е-7 и Е-8); симметричные грузы на полумуфтах РНД (С-8-12); кососимметричные грузы на последних ступенях симметричного РНД турбины (К-9-11).

Анализ показывает, что в отдельных случаях для определенных опор получено практическое совпадение расчетных и экспериментальных данных, например для опор подшипников № 3 и 5; меньшее совпадение получено по более удаленным от места установки грузов опорам № 1 и 2; наконец, имеются случаи существенного расхождения коэффициентов чувствительности по опоре № 4, когда грузы устанавливались на противоположной стороне ротора. Анализ соотношений фаз, осложненный тем, что расчетные фазы соответствовали колебаниям вала, а экспериментальные — крышкам подшипников, показал, что в большинстве случаев расхождения по фазе корректируются введением определенной постоянной, соответ-

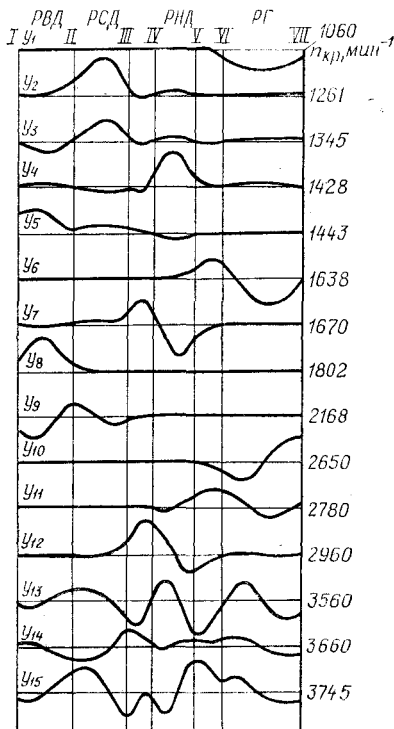


Рис. 5.8. Собственные формы колебаний системы валопровод — опоры — фундамент турбоагрегата К-300-240+ТГВ-300

(вертикальные компоненты).
 I—VII — плоскости опор подшипников (см. рис. 5.7); y_1 — y_{15} — собственные формы упругого прогиба;
 n — частота собственных форм колебаний.

вующей $20-40^\circ$, что можно характеризовать как сдвиг фазы колебаний между цапфой и крышкой подшипника. Детальный анализ позволил сделать предварительный вывод, что расчетный метод обеспечит получение необходимых качественных соотношений.

В процессе анализа рассмотрено воздействие различных систем грузов, последовательно устанавливаемых в 15 плоскостях коррекции (см. рис. 5.7) на радиусах, определяемых конструкцией соответствующего места установки. По результатам расчетов в одинаковом масштабе смещений (100:1) построены упругие линии валопровода в вертикальных и горизонтальных плоскостях.

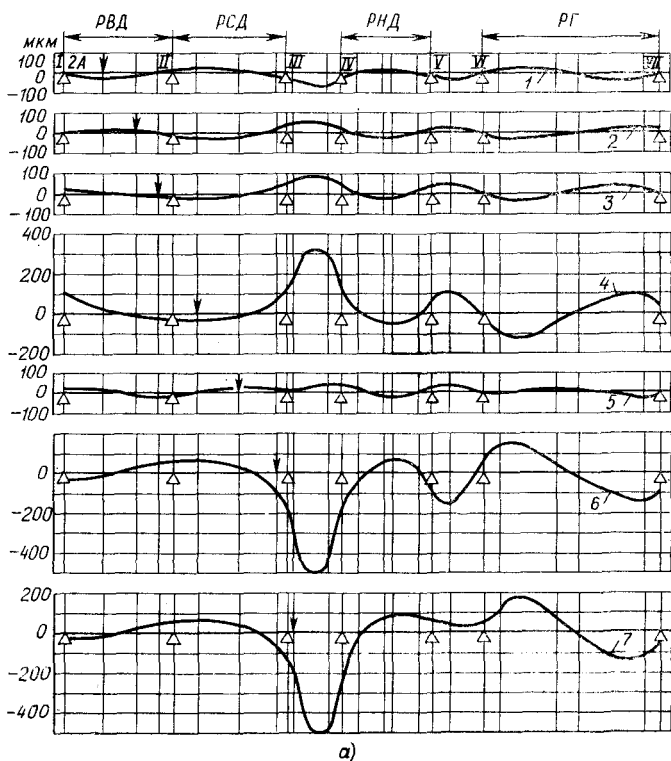
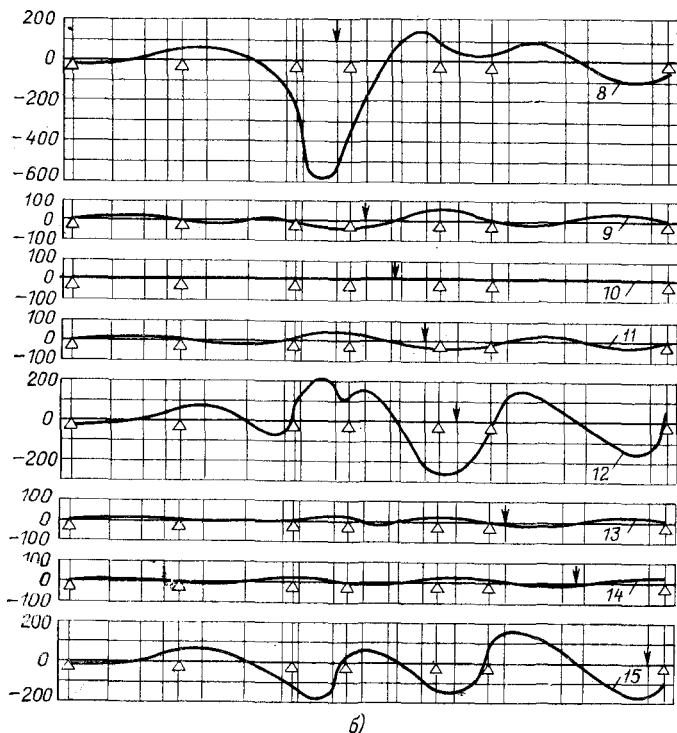


Рис. 5.9. Эффективность воздействия единичного груза на колебания (вертикальные компоненты).

2А — размах колебаний валопровода; I—VII — номера опор; стрелками указав

Первым этапом расчетов был анализ эффективности действия единичного груза на валопровод в зависимости от плоскости установки, при этом использовался груз массой 1 кг (рис. 5.9).

Как видно из рис. 5.9, *а* грузы в плоскостях 1, 2, 3 (передняя и задняя ступени РВД и жесткая муфта между РВД и РСД турбины) оказались малоэффективными в части воздействия на колебания РВД в вертикальной плоскости; эффективность грузов в горизонтальной плоскости из-за большей податливости опор в этом направлении несколько выше, но они также уступают эффективности воздействия грузов на РСД турбины (кривые 4 и 6). Из рассмотрения остальных кривых можно заключить, что наблюдаемая иногда при эксплуатации



ния системы валопровод — опоры турбоагрегата при 3000 мин^{-1}
ны места приложения груза.

повышенная вибрация опор РВД данного турбоагрегата больше связана с дисбалансом РСД. Этот факт хорошо согласуется с результатами балансировок валопроводов данных турбоагрегатов на электростанциях, при проведении которых плоскости 1, 2 и 3 не использовались, что не препятствовало получению низких уровней вибрации опор № 1 и 2. По-видимому, плоскости РВД могут пригодиться только в случае компенсации значительного дисбаланса РВД по первой форме колебаний, что с помощью внешних балансировочных плоскостей сделать не удастся.

Анализ чувствительностей балансировочных плоскостей второго ротора — РСД (плоскости 4, 5, 6) показывает, что наименьшей чувствительностью на рабочей частоте вращения обладает средняя плоскость 5; использование ее, так же как и плоскостей РВД, более целесообразно для компенсации дисбаланса по первой изгибной форме. Однако несимметричное распределение массы РСД относительно середины пролета сделало в этом случае торцевую плоскость ротора со стороны РНД (плоскость 6) не менее чувствительной. Плоскость 6 обеспечивает при 3000 мин⁻¹ наиболее эффективное и равномерное воздействие груза на обе опоры РСД (особенно в горизонтальном направлении). Несколько менее эффективна (особенно для опоры № 2) плоскость передней ступени РСД (№ 4).

Как видно из кривых 4 и 6, торцевые плоскости РСД оказывают существенное воздействие и на вибрационное состояние РНД турбин и его опор, колебания которых при этом происходят синфазно. К сожалению, эта возможность до настоящего времени не была известна и в практике балансировок данных турбоагрегатов не использовалась.

Изменение грузов на полумуфтах РСД—РНД (кривые 7 и 8) отражается на вибрационном состоянии всего валопровода. Наиболее нежелательно их воздействие на опору № 1 в горизонтальной плоскости, поэтому использование грузов на полумуфтах РСД—РНД должно осуществляться с большой осторожностью.

Согласно расчетам чувствительность торцевых балансировочных плоскостей РНД турбины существенно ниже, чем плоскостей полумуфт РНД (кривые 9 и 11), что нашло подтверждение в практике балансировки. В результате расчета подтверждено локальное воздействие

грузов в плоскостях РНД без передачи влияния на другие участки валопровода. Расчеты показали также очень малую эффективность грузов в средней балансировочной плоскости РНД при 3000 мин^{-1} в вертикальном направлении, несколько большую — в горизонтальном. Эта плоскость, естественно, эффективна при компенсации дисбаланса по первой форме, что позволяет успешно отделить влияние дисбаланса по первой собственной форме колебаний от остальных составляющих.

Как видно из кривых 12, груз на полумуфте РНД турбины-ротора генератора в первую очередь оказывает сильное влияние на колебания РНД по второй форме, достаточно сильное — на колебания ротора генератора и в меньшей степени — на систему двух первых роторов РВД—РСД. Таким образом, очевидно, что небольшим по массе грузом в плоскости полумуфт РНД—РГ можно легко компенсировать кососимметричные формы дисбаланса РНД и влияние этой формы на остальные участки валопровода. Это особенно легко проследить по кривым влияния на валопровод систем грузов при вращении последнего с частотой 2940 мин^{-1} , соответствующей второй расчетной критической частоте вращения РНД. В этом случае установка пары кососимметричных грузов массой по 1 кг в торцевые плоскости РНД оказывала меньшее воздействие, чем установка единичного груза массой 1 кг на полумуфте РНД—РГ.

Расчеты показали малую чувствительность баланси- ровочных плоскостей 13 и 14 РГ и одновременно доста- точно сильное влияние единичного груза в торцевой плоскости генератора со стороны возбудителя (плос- кость 15). Чувствительность грузов в торцевых плоско- стях резко возрастает по мере подъема частоты враще- ния выше рабочей (3000 мин^{-1}), чем можно воспользо- ваться в случае резонансов опорных элементов в ука- занной зоне.

Балансировка РГ по первой собственной форме коле- баний вблизи первой критической частоты не вызывает затруднений, так как в этом случае чувствительность балансировочных плоскостей удовлетворительная. Наи- более эффективно воздействие груза в средней плоско- сти. Однако малая эффективность груза в торцевой пло- скости со стороны турбины (плоскость 13) приводит к тому, что воздействие пары симметричных грузов мас- сой по 1 кг в торцевых плоскостях 13 и 15 сопоставимо

с воздействием единичного груза массой 1 кг в торцевой плоскости со стороны возбудителя (плоскость 15).

В связи с тем что в практике балансировок турбоагрегатов обычно используются системы, состоящие из групп симметричных и кососимметричных грузов, были проведены расчеты влияния систем грузов на колебания анализируемого валопровода. Как видно из рис. 5.10, применение симметричных систем балансировочных гру-

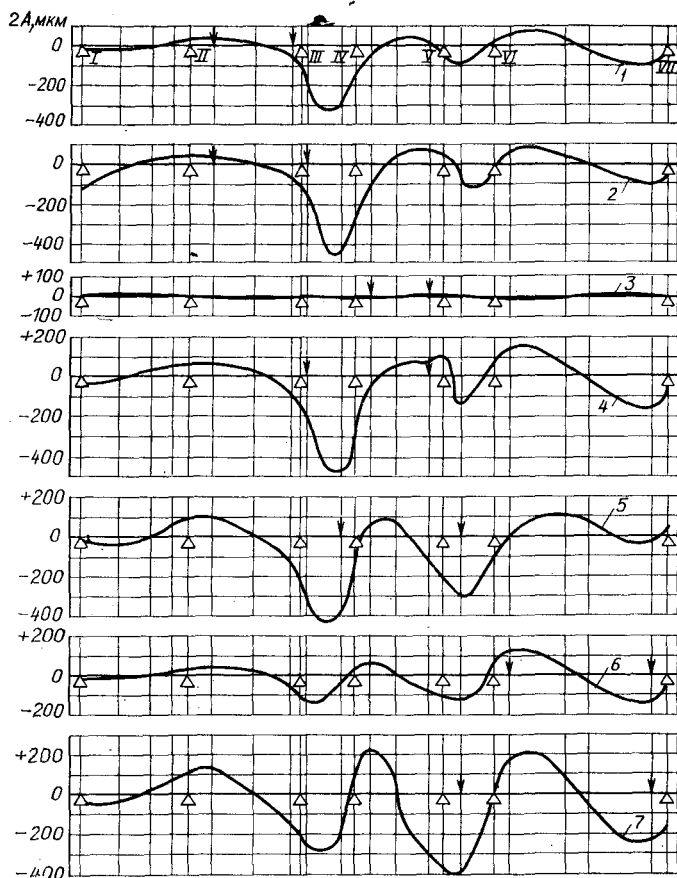


Рис. 5.10. Влияние симметричных грузов на колебания системы валопровод — опоры турбоагрегата при 3000 мин^{-1} .

Обозначения те же, что и на рис. 5.9.

зов для данного валопровода при его вращении с частотой 3000 мин^{-1} в случае установки в торцевые плоскости роторов неэффективно (кривые 1, 3, 6). Перенос одного из грузов с торца ротора на полумуфту вызывает возрастание упругого прогиба соответствующего соединительного участка валопровода, что вызывает нарушение равномерности воздействия системы симметричных грузов на данный ротор и резкое повышение чувствительности системы к установленным грузам (кривые 2, 4, 7).

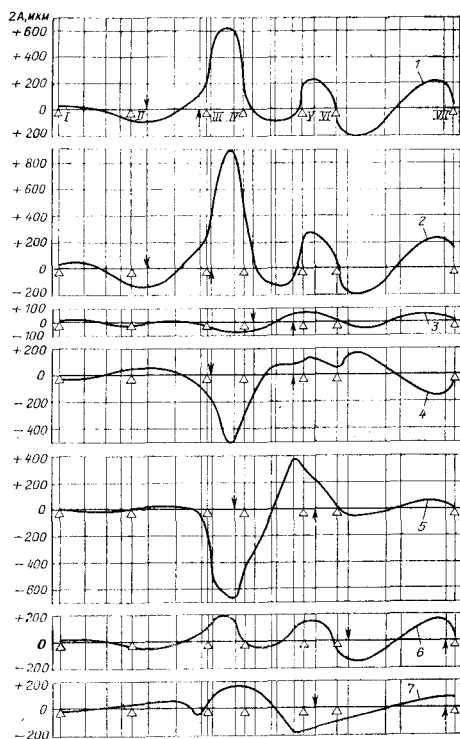


Рис. 5.11. Влияние косо-симметричных грузов на колебания системы валопровод — опоры турбоагрегата при 3000 мин^{-1} . Обозначения те же, что и на рис. 5.9.

Достаточно равномерное синфазное с высокой чувствительностью воздействие на РНД получается при установке симметричных грузов на обе полумуфты (кривые 5); такая система успешно применяется на практике.

Значительно более эффективно воздействие на валопровод кососимметричных систем грузов (рис. 5.11). Так,

установка кóсосимметричной системы грузов в торцевые плоскости РСД (кривая 1) оказывает существенное влияние на весь валопровод, в том числе и на колебания опор РВД — РСД, особенно в горизонтальной плоскости (передняя опора совершает в основном горизонтальные перемещения). Установка кóсосимметричной системы грузов в торцевые плоскости РНД менее эффективна, вместе с тем локальное воздействие этой системы грузов (кривая 3) предопределило успешность ее использования при балансировках. Установка кóсосимметричных грузов в торцевые плоскости ротора генератора оказывает воздействие на весь валопровод (кривая 6). Так же как и для симметричной системы, перенос одного из грузов кóсосимметричной системы на полумуфту вызывает резкое повышение чувствительности валопровода к установленным грузам (кривые 2, 4, 5, 7).

Из анализа полученных расчетных коэффициентов чувствительностей можно заключить, что валопровод турбоагрегата при балансировке на 3000 мин^{-1} из 15 располагаемых имеет всего 8 достаточно эффективных балансировочных плоскостей:

торцевые плоскости РСД;

торцевые плоскости РНД (за исключением симметричной системы грузов);

заднюю торцевую плоскость РГ;

плоскости полумуфт РСД—РНД и РНД—РГ.

Однако эти плоскости могут также иметь различную эффективность в зависимости от характера распределения дисбаланса вдоль валопровода, что оценивается на основании экспериментальных частотных характеристик.

По существу дисбаланс валопровода турбоагрегата можно подразделять на монтажно-ремонтный и технологический.

Под монтажно-ремонтным дисбалансом подразумевается дисбаланс, возникающий в результате проведения монтажных или ремонтных работ. Сюда можно отнести последствия перелопачивания ступеней турбин, неправильного соединения полумуфт и других операций. Общим для всех подобных операций является возможность установления плоскостей неуравновешенности заранее.

Значительно сложнее ситуация с технологическим дисбалансом, определяемым точностью изготовления и соединения отдельных элементов валопровода на заводе-

изготовителе. В этом случае дисбаланс обычно имеет распределенный характер, заранее не известный.

Для оценки возможного влияния каждого ротора системы на технологический дисбаланс допустим, что распределение дисбаланса вдоль каждого ротора пропорционально распределению их масс, причем дисбаланс составляет 10% массы данного ротора; этому значению соответствует допустимый уровень вибрации опор ($2,8 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$).

На рис. 5.12 представлены результаты расчета влияния распределенного симметрично в одной плоскости однонаправленного дисбаланса на колебания валопровода.

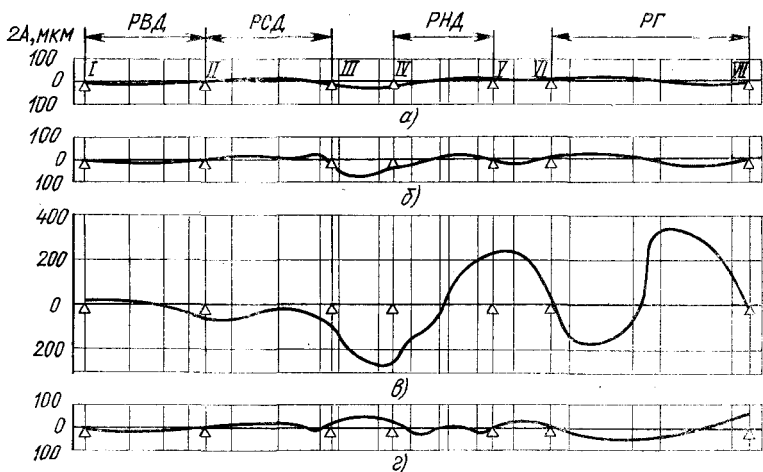


Рис. 5.12. Влияние распределенного симметричного дисбаланса на колебания системы валопровод—опоры турбоагрегата при 3000 мин^{-1} .

а—г — соответственно дисбаланс РВД, РСД, РНД турбины и ротора генератора; I—VII — номера опор; $2A$ — размах колебаний валопровода.

да. Видно, что влияние дисбаланса РВД несопоставимо с влиянием других роторов. Если учесть, что конструкция РВД обеспечивает его балансировку в заводских условиях со значительно большей точностью, чем других роторов, то ясно, что сделанный выше вывод о возможности исключения балансировочных плоскостей РВД и муфты РВД—РСД достаточно обоснован и с этой точки зрения.

Влияние распределенного симметрично дисбаланса РСД и ротора генератора на уравновешенность валопровода незначительно. Решающим фактором, определяющим балансировку валопровода при данной форме распределения дисбаланса, является РНД турбины.

Большее значение для данного валопровода имеет

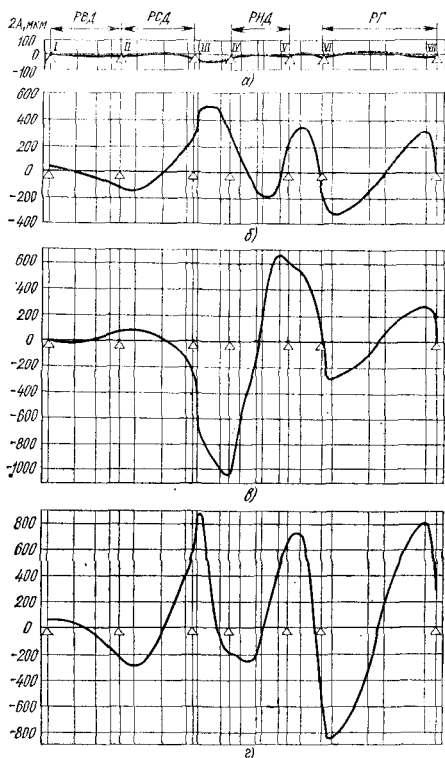


Рис. 5.13. Влияние распределенного кососимметричного дисбаланса на колебания системы валопровод — опоры турбоагрегата при 3000 мин⁻¹. Обозначения см. на рис. 5.12.

кососимметричная форма дисбаланса (рис. 5.13).

Кососимметричный дисбаланс РСД особенно сильно воздействует на уровень горизонтальных колебаний системы РВД—РСД; существенно также его влияние на РНД и даже на ротор генератора, причем уровень вертикальной вибрации опор РСД и РНД при этом одного порядка.

Еще большей чувствительностью к кососимметричному дисбалансу обладает РНД турбины. Неотбаланси-

ванный РНД оказывает большее влияние на ротор генератора, чем неотбалансированный РСД, и существенно меньшее влияние на систему РВД—РСД, чем это происходит в обратном случае.

Дисбаланс ротора генератора оказывает примерно одинаковое воздействие на все участки валопровода. В связи с труднодоступностью балансировочных плоскостей генератора балансировка последнего на месте установки почти не проводилась. Можно предположить, что в числе проведенных на электростанциях балансировок было немало таких, когда установкой грузов на роторы турбины компенсировали анализируемое влияние дисбаланса ротора генератора.

Эффективность анализа влияния различных систем грузов на основании предварительно выполненных расчетов для практических целей можно проиллюстрировать результатами проведенных балансировок.

При этих балансировках помимо обычных измерений вибрации опор проводились измерения относительной вибрации валопровода в семи сечениях на некотором удалении от опор (рис. 5.14). Данные этих измерений, дополненные данными о вибрации валопровода в плоскости опор, позволили с достаточной для целей балансировки точностью вычертить упругие линии валопровода до и после балансировки и сопоставить их с упругими линиями, получающимися от воздействия заранее известных систем грузов.

Так, перед балансировкой одного турбоагрегата упругая линия валопровода имела вид, изображенный на рис. 5.14,а (кривая 1). Сопоставление этой кривой с рассмотренными ранее (см. рис. 5.9—5.11) позволило заключить, что наиболее близкую форму имеет упругая линия, полученная от воздействия двух симметричных грузов на полумуфтах РНД (кривая 2 на рис. 5.14,а). К этому выводу пришли экспериментальным путем, но только после шестого пуска турбоагрегата, что вызвало пятисуточный простой агрегата. Установка пары симметричных грузов массой по 0,95 кг на полумуфтах РНД привела к снижению упругого прогиба валопровода (кривая 3 на рис. 5.14,а) и соответственно вибрации опор. Хотя вибрация опор оставалась повышенной, из-за потери времени балансировку продолжить не удалось и турбина была пущена в эксплуатацию. Между тем из сопоставления кривой 3 на рис. 5.14 с кривыми влияния

В другом случае примерная форма упругой линии валопровода однотипного турбоагрегата имела вид, представленный кривой 1 на рис. 5.14,б.

Для балансировки валопровода был поставлен единственный груз массой 1 кг на ступень № 24 РСД. Из анализа соответствующей кривой влияния этого груза, перенесенной на рис. 5.14,б (пунктирная кривая), можно



Рис. 5.14. Балансировка турбоагрегатов К-300-240+ТГВ-300.

а — дисбаланс РНД турбины и ротора генератора (РГ); **б** — дисбаланс РНД турбины; **2А** — размах колебаний валопровода *I—VI* — плоскости установки датчиков смещения вала; *1—2* — линии валопровода в процессе балансировки.

было заранее заключить, что это решение не приведет к положительным результатам, что и было подтверждено последующим пуском турбоагрегата. В то же время из полученных ранее расчетных кривых чувствительности видно, что наиболее близкую форму имеет воздействие единичного груза на полумуфту РСД — РНД (кривая 7 на рис. 5.14,б). Пуск с таким грузом массой 0,5 кг, состоявшийся через несколько месяцев после предыдущей балансировки, действительно привел к ожидаемым результатам (кривая 8 на рис. 5.14,б).

5.7. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД БАЛАНСИРОВКИ ГИБКИХ МНОГООПОРНЫХ ВАЛОПРОВОДОВ

Разработанный во ВТИ расчетно-экспериментальный метод балансировки многоопорных валопроводов основан на детальном анализе динамических свойств балансируемой системы. Под расчетной частью метода подразумевается решение задачи вынужденных колебаний системы валопровод — опоры — основание типовых турбоагрегатов, а также определение уточненных значений коэффициентов влияния системы. Экспериментальная часть должна обеспечить согласование полученных данных с параметрами вынужденных колебаний балансируемого валопровода с целью оптимального выбора системы пробных и балансировочных грузов.

Решающее значение для успешной балансировки имеет правильность выбора балансировочных плоскостей и системы пробных и балансировочных грузов. Практика показывает, что неправильный выбор даже одной плоскости коррекции существенно влияет на величину корректирующих грузов, не говоря уж о возрастании остаточных напряжений в валопроводе. Решение этой задачи осуществляется путем сопоставления материалов предварительно выполненных расчетов вынужденных колебаний валопровода однотипного турбоагрегата (см. § 5.4) с результатами пуска балансируемого агрегата с начальным дисбалансом. Построенные частотные характеристики и сопоставление фактической линии упругого прогиба валопровода на критической и рабочей частотах вращения с расчетной позволяют сделать достаточно надежное заключение о характере распределения дисбаланса вдоль валопровода и о соответствующей это-

му дисбалансу оптимальной системе пробных и балансирующих грузов.

Несмотря на практическую ценность метода расчета вынужденных колебаний, проиллюстрированную в приведенных выше примерах балансировки (§ 5.4), последний все же не всегда дает надежные для целей балансировки коэффициенты влияния. Точно так же не удовлетворяют поставленной задаче и средние значения коэффициентов влияния, полученные при обработке результатов балансировки однотипных турбоагрегатов. Поэтому экспериментально полученные после пуска с пробными грузами P_i значения вибрации A_{01} , B_{01} , C_{01} не будут совпадать с расчетными значениями:

$$A_{01} \neq A^p_{01}; B_{01} \neq B^p_{01}; C_{01} \neq C^p_{01},$$

где

$$\left. \begin{aligned} A^p_{01} &= A_0 + a_{11}P_1 + a_{12}P_2 + \dots + a_{1n}P_n; \\ B^p_{01} &= B_0 + a_{21}P_1 + a_{22}P_2 + \dots + a_{2n}P_n; \\ C^p_{01} &= C_0 + a_{31}P_1 + a_{32}P_2 + \dots + a_{3n}P_n; \\ &\dots \dots \dots \end{aligned} \right\} \quad (5.52)$$

В уравнениях (5.52) A_0 , B_0 , C_0 — векторы начальных вибраций; A_{01} , B_{01} , C_{01} , ..., A^p_{01} , B^p_{01} , C^p_{01} — соответственно экспериментальные и расчетные векторы вибрации при пуске с системой пробных грузов P_i ; a_{ik} — коэффициенты влияния.

Расхождение между истинными и расчетными значениями остаточной вибрации может быть выражено в виде

$$\left. \begin{aligned} \delta_A &= A_{01} - A^p_{01} = \lambda_{11}P_1 + \lambda_{12}P_2 + \dots + \lambda_{1n}P_n; \\ \delta_B &= B_{01} - B^p_{01} = \lambda_{21}P_1 + \lambda_{22}P_2 + \dots + \lambda_{2n}P_n; \\ \delta_C &= C_{01} - C^p_{01} = \lambda_{31}P_1 + \lambda_{32}P_2 + \dots + \lambda_{3n}P_n. \end{aligned} \right\} \quad (5.53)$$

Для ликвидации неопределенности задачи нахождения поправок из системы уравнений (5.53) согласно разработанной методе [150] вводится дополнительное условие: сумма квадратов принятых поправок должна иметь значение, наименьшее по сравнению с другими допустимыми системами поправок (правило Лежандра). Таким образом, искомые поправки к коэффициентам

влияния должны находиться из системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} \delta_i &= \sum_{j=1}^n \lambda_{ij} P_j; \\ \sum_{j=1}^n \lambda_{ij}^2 &\rightarrow \min, \end{aligned} \right\} \quad (5.54)$$

при этом сами поправки должны иметь разный «вес» и правильные взаимные соотношения; их целесообразное выражение

$$\lambda_{ij} = \frac{\beta_{ij}}{|P_j|} \sqrt{|a_{ij}|}, \quad (5.55)$$

где β_{ij} — комплексный коэффициент; $|a_{ij}|$ — скалярное значение вектора a_{ij} .

Решение системы векторных уравнений дает формулу для поправок к коэффициентам влияния

$$\lambda_{ij} = \frac{P_j \delta_i}{|P_j|^2 \sum_{j=1}^n |a_{ij}|} |a_{ij}|. \quad (5.56)$$

Найденные поправки позволяют получить скорректированные значения коэффициентов влияния путем сложения векторов:

$$a^h_{ij} = a_{ij} + \lambda_{ij}, \quad (5.57)$$

которые по векторам начальной вибрации позволяет более правильно рассчитать балансировочные грузы.

В § 5.3 отмечалось наличие нелинейной зависимости между вибрацией опор и вызывающими ее силами. Вследствие этого предлагался метод коррекции балансировочных грузов, при котором диапазон между пробными и балансировочными грузами уменьшался. Естественно, пропорционально этому должна снижаться и разница расчетных и действительных значений вибрации.

В связи с этим при расчете балансировочных грузов для многоопорных валопроводов условие решения по методу наименьших квадратов (5.39) целесообразно заметить на другое:

$$|\varepsilon_i| \leq A_{\text{доп}}, \quad i=1, 2, 3, \dots, n, \quad (5.58)$$

где ε_i — вектор остаточной вибрации в точке i (после установки балансировочных грузов), а $A_{\text{доп}}$ — жела-

тельная вибрация в той же точке; необходимо также ввести ограничение на значения и фазы балансировочных грузов:

$$\left. \begin{aligned} 0,7|P_i| \leq |Q_i| \leq 1,3|P_i|; \\ \varphi_{in} - 30^\circ \leq \varphi_i \leq \varphi_{in} + 30^\circ, \end{aligned} \right\} \quad (5.59)$$

где $|P_i|$, φ_{in} — значение и относительная фаза установки пробного груза в i -й плоскости коррекции; $|Q_i|$, φ_i — значение и относительная фаза установки балансировочного груза в той же плоскости.

Выполнение условия (5.58) требует отыскания минимума функции z при ограничениях (5.59):

$$z = \sum_{j=1}^m ||\varepsilon_i| - R_j|^{2k}, \quad (5.60)$$

где R_j — некоторая постоянная величина; $k=1, 2, \dots, n$.

Для нахождения балансировочных грузов во ВТИ составлено несколько вариантов программ на языке АЛГОЛ, где в качестве нелинейного метода минимизации использован метод скорейшего спуска. Сущность метода заключается в том, что если за начальное приближение принять векторы пробных грузов, то первое приближение имеет выражение

$$\left. \begin{aligned} Q_i^{(1)} &= P_i^{(0)} + \lambda_i^{(0)} \frac{\partial z}{\partial P_i^{(0)}}; \\ \varphi_i^{(1)} &= \varphi_i^{(0)} + \beta_i^{(0)} \frac{\partial z}{\partial \varphi_i^{(0)}}. \end{aligned} \right\} \quad (5.61)$$

После нахождения всех величин первого приближения $Q_i^{(1)}$ и $\varphi_i^{(1)}$ при $i=1, 2, \dots, n$ определяют следующие приближения — $Q_i^{(2)}$, $\varphi_i^{(2)}$ и т. д. Одновременно при каждом приближении проверяется соблюдение условия (5.59), и в случае выхода из допустимых границ какой-либо величины последняя на данном этапе не получает приращения. Процесс минимизации продолжается до тех пор, пока разность $[z^k - z^{k-1}]$ не достигнет требуемого минимума.

Балансировочные расчеты проводятся на стационарных ЭВМ (типа М-222, БЭСМ, БЭСМ-5, БЭСМ-6). Кроме того, можно с успехом использовать специальные комплекты вибробалансировочной аппаратуры, включающей переносные микро-ЭВМ; схема одного из них (фирмы «Шенк») представлена на рис. 5.15.

Сигналы от индукционных сейсмических датчиков через интегрирующий усилитель подаются на вход балансировочного прибора через автоматически работающий делитель напряжения, исключающий бесконтрольную перемодуляцию в последующих электронных цепях. В балансировочном приборе измеряемые сигналы трансформируются по виброметрическому способу (см. гл. 1)

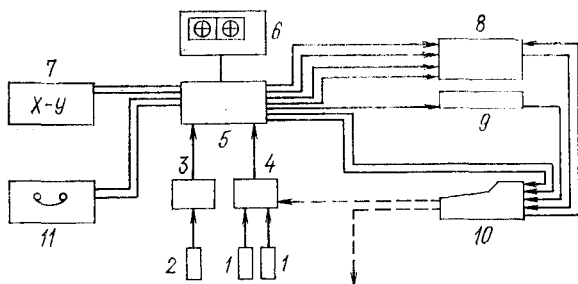


Рис. 5.15. Схема комплекта аппаратуры для балансировки гибких валопроводов.

1 — датчики вибрации; 2 — фотодатчик; 3 — блок преобразования; 4 — интегрирующий усилитель; 5 — балансировочный прибор; 6 — векторметр; 7 — двухкомпонентный самописец; 8 — цифровой вольтметр; 9 — цифровой частотомер; 10 — переносная ЭВМ; 11 — магнитограф.

на x — y -компоненты и подаются на векторметр для визуального наблюдения колебаний и на двухкомпонентный самописец для записи частотных характеристик, годографов и т. п.

Параллельно с этим представленное в аналоговой форме напряжение от датчиков подается на цифровой вольтметр, преобразующий эти сигналы в последовательно или параллельно следующие аналоговые составляющие в цифровой форме на переносную ЭВМ фирмы «Хьюлет — Паккард». Поступающие в ЭВМ сигналы автоматически устанавливают переключатель коэффициента чувствительности схемы.

Одновременно с этим сигналы с фотоэлектрического датчика опорного напряжения подаются на блок преобразования, работающий по команде с балансировочного блока (например, преобразует входной сигнал в импульс двух синусоидальных напряжений со сдвигом фаз в 90°). Сигналы с фотодатчика питают частотомер; сигналы от частотомера в цифровой форме непрерывно по-

ступают на ЭВМ, которая выдает результаты расчета балансировочных грузов по заранее составленной программе, записанной на миниатюрную перфокарту, в виде отпечатанных на ленту значений модулей и фаз установки грузов по заданным плоскостям коррекции. Одновременно с этим ЭВМ может управлять работой интегратора, а при работе на балансировочной машине — поддерживать неизменно частоту вращения ротора. Процесс расчета балансировочных грузов для одного варианта длится менее 1 мин, и за это короткое время выполняется весь необходимый цикл балансировочных расчетов.

Основной балансировочный блок — двухканальный, поэтому при проведении многоплоскостных балансировок для обеспечения регистрации вибрации большого числа точек измерений указанную схему целесообразно дополнить многоканальным магнитографом, сигналы с которого через ламповые вольтметры подавать на ЭВМ.

5.8. АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА БАЛАНСИРОВКИ

Сложность задачи многоплоскостной балансировки гибких роторов с использованием не более одного пуска турбоагрегата в условиях все возрастающих требований к качеству балансировки и наличие факторов, вызывающих изменение достигнутой сбалансированности валопровода в процессе эксплуатации турбоагрегата, вызывают необходимость изыскания средств поддержания баланса роторов или (при необходимости) его коррекции без останова турбоагрегата.

Одним из подобных средств могли бы быть автоматические уравновешивающие устройства, способные следить за сохранением баланса валопровода и при необходимости корректировать его. Такие устройства должны эффективно работать на любых, в том числе и на критических, частотах вращения, автоматически и устойчиво реагировать на любое изменение дисбаланса в процессе работы, обеспечивать его полную компенсацию при работе турбоагрегата, не вносить никаких дополнительных разбалансов.

Однако анализ всех известных автоматических балансировочных устройств [58] показывает, что эффективная балансировка валопроводов на любых частотах вращения может быть обеспечена только системами с принудительным перемещением балансировочных масс при применении автоматического управления этим перемещением, при этом система управления должна учитывать изменение сдвига фазы между дисбалансом и прогибом до и после критической частоты вращения. Таким образом, использование при балансировке валопроводов турбоагрегатов конструкций автоматических балансировочных устройств со свободным движением компенсационных масс, обусловленным только динамическими свойствами системы, невозможно.

При создании автоматических балансирующих устройств, работающих на всех частотах вращения валопровода и автоматически следящих за изменением дисбаланса, могут быть применены следующие методы построения системы управления исполнительным балансирующим механизмом:

метод случайного поиска положения элементов исполнительного механизма, при котором наступает сбалансированность валопровода;

метод направленного перемещения элементов исполнительного механизма с учетом динамических свойств балансируемой системы.

Согласно методу случайного поиска [88] вдоль всего валопровода в балансировочных плоскостях должны быть установлены устройства с балансировочными грузами, положение и суммарная масса которых в каждом сечении будут определяться специальным исполнительным механизмом, также установленным на валопроводе. Команды на исполнительный механизм подаются с блока управления, размещенного на валопроводе или на неподвижных частях машины; в зависимости от этого используется телеметрическая система связи или система с токосъемником.

Задача балансировки валопровода при этом сводится к задаче экстремального регулирования, которая заключается в поиске таких значений параметров, которые сводили бы к минимуму некоторую функцию качества Q . В данном случае входом блока управления являются значения вибрации контролируемых точек измерения A_i и целью балансировки является минимизация функции качества Q , выражающейся в виде суммы вибраций контролируемых точек измерения:

$$Q = \min \sum_{i=1}^n A_i, \quad (5.62)$$

при этом, естественно, можно наложить ограничение и на максимальное значение каждой из составляющих A_i .

Случайные команды, подаваемые на исполнительный механизм устройства от генератора сигналов, заставляют последние двигаться в произвольном направлении, при этом измеряется и суммируется вибрация контролируемых точек. Если направление движения исполнительного механизма правильное и вибрация уменьшается, то это направление становится предпочтительным и при подаче случайных сигналов вероятность движения в данном направлении увеличивается, в противном случае — наоборот. При достижении минимального уровня вибрации исполнительный механизм отключается.

Опытное опробование описанной системы показало ее работоспособность, независимость от динамических характеристик объекта, возможность поддержания заданного минимума вибрации. Вместе с тем система имела и серьезные недостатки: сложность конструктивного выполнения, длительность и неопределенность по времени процесса случайного поиска, возможность временного возрастания вибрации. Все это предопределило серьезные трудности при ее промышленном внедрении. Поэтому больше перспектив имеет метод направленного перемещения элементов исполнительного механизма автоматического балансировочного устройства, учитывающий динамические свойства объекта.

Принципиально балансировочные устройства, работающие по данному методу должны включать:

индикаторное устройство, автоматически следящее за положением дисбаланса;

регулятор, учитывающий изменение фазы дисбаланса;

исполнительное балансировочное устройство с принудительным перемещением балансировочных масс.

На докритических частотах вращения индикаторное устройство будет автоматически показывать «тяжелую» сторону ротора, а на закритических — «легкую». Поэтому при работе в закритической зоне индикаторное устройство должно быть снабжено дополнительным регулятором, изменяющим на обратную настройку системы управления для учета изменения фазы упругого прогиба ротора

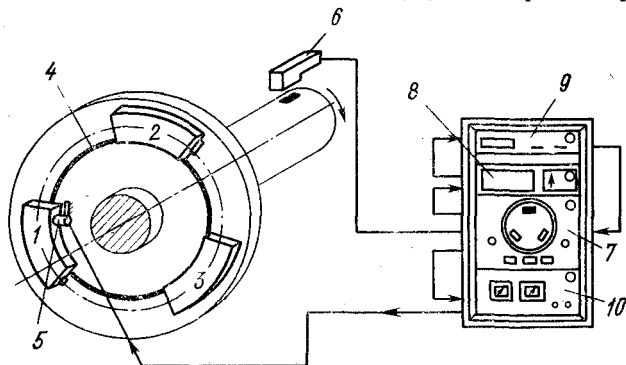


Рис. 5.16. Принципиальная схема автоматической балансировочной системы ВТИ.

1—3 — кольцевые камеры; 4 — соединительные трубки; 5 — электромагнит; 6 — датчик фазы вала; 7 — блок коммутации слежения; 8 — цифровой преобразователь; 9 — ЭВМ; 10 — выпрямитель.

после прохода критической частоты вращения. Исполнительное устройство может быть жидкостным, механическим, пневматическим и т. п. В принципе такие системы могут работать вполне автономно, без вмешательства извне, если не считать подачу электропитания и периодическое пополнение балансировочными материалами.

Однако при внедрении подобных устройств в конструкции турбин возникает много проблем, решение которых потребует немало времени. Поэтому на данном этапе целесообразно поставить более простую, но также важную задачу — создать устройства, позволяющие по команде извне корректировать уравновешенность валопровода в кратчайшее время без останова.

На рис. 5.16 представлена принципиальная схема работы автоматической балансировочной системы ВТИ.

В качестве сигналов информации служат ЭДС вибродатчиков, установленных на всех опорных подшипниках турбины (в двух взаимно перпендикулярных направлениях).

Сигналы с вибродатчиков поступают на ЭВМ или на ее запоминающее устройство, где соответствующим образом обрабатываются и вводятся в программу для расчета балансирующих грузов. Результаты расчета в виде команд-сигналов подаются на электромагнит 5, который, воздействуя на клапаны, открывает их и перемещает балансировочную массу в нужный отсек. Опытная проверка

данной системы на стенде показала хорошие результаты. Система может работать при вращении роторов на валоповороте при кратковременной разгрузке турбины (в ночное время), не требует остывания, вскрытия турбины и других длительных операций.

5.9. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРОВ

Оценка эффективности качества балансировки роторов на заводе-изготовителе согласно стандарту ИСО [65] осуществляется путем сопоставления достигнутого в балансировочном устройстве уровня вибрации опор ротора с допустимыми эксплуатационными нормативами вибрации опор (см. гл. 2).

Допустимое значение составляющей оборотной частоты среднеквадратической виброскорости подшипников балансировочного устройства определяется из выражения

$$v_6 = C_0 C_1 C_2 C_3 v_{\text{э.ск}},$$

где $v_{\text{э.ск}}$ — допустимая (нормативная) среднеквадратическая виброскорость опор подшипников агрегата на месте его установки в условиях эксплуатации; C_0 — отношение допустимых значений виброскорости оборотной частоты к полигармонической виброскорости; C_1 — коэффициент, учитывающий факторы, изменяющие уровень вибрации в эксплуатационных условиях по сравнению с достигнутым в балансировочной машине (влияние соединения полумуфт, различия динамических характеристик опор и т. п.); C_2 — коэффициент, используемый при измерениях в балансировочном устройстве вибрации цапф ротора, а не вибрации подшипников, и представляющий собой отношение вибрации цапф к вибрации несущих их опор подшипников; C_3 — коэффициент, используемый при измерении вибрации ротора в местах ожидаемого максимального упругого прогиба и характеризующий отношение максимального упругого прогиба ротора к его прогибу вблизи опор (у цапф).

Для блочных турбоагрегатов мощностью 200 МВт и более предложено значение $v_{\text{э.ск}} = 2,8 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$ (см. гл. 2); для всех остальных турбоагрегатов $v_{\text{э.ск}} = 4,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$. Исходя из статистики спектрального состава вибрации для паровых турбоагрегатов среднее значение коэффициента $C_0 = 0,643$. Коэффициенты C_1 должны устанавливаться каждым заводом индивидуально для каждого типа турбоагрегата. Коэффициенты C_2 и C_3 определя-

ются конструкцией роторов и опор, а также зависят от частоты вращения балансируемого ротора. Они приобретают особое значение при балансировке по изгибным формам колебаний, при контроле вибрации вблизи критических частот вращения и устанавливаются экспериментально. Для крупных турбоагрегатов их значения обычно находятся в следующих пределах: $C_2=2\div 10$; $C_3=1\div 4$.

В качестве примера рассмотрим установление балансирующих критериев для ротора турбины, рабочая частота вращения которого 3000 мин^{-1} ; эксплуатационная норма вибрации $v_{\text{в.ск}}=2,8 \text{ мм}\cdot\text{с}^{-1}$. Поправочные коэффициенты: $C_0=0,643$; $C_2=5$; $C_1=0,7$; $C_3=1$ (не используется).

Исходя из этого, при измерении вибрации опор $v_6=0,643\cdot 0,7\cdot 2,8=1,26 \text{ мм}\cdot\text{с}^{-1}$, а при измерении вибрации цапф ротора $v_{6,р}=0,643\cdot 0,7\cdot 5\cdot 2,8=6,3 \text{ мм}\cdot\text{с}^{-1}$.

Помимо вибрационных оценок значение остаточного дисбаланса в заводских условиях может быть нормировано для конкретных плоскостей коррекции в виде допустимых составляющих остаточных дисбалансов по соответствующим формам изгиба или эксцентриситетов центров тяжести. В качестве исходной оценки предлагается принять значение остаточного допустимого дисбаланса эквивалентного жесткого ротора [28, 159], равное для жестких роторов паровых и газовых турбин, а также для роторов турбогенераторов $6,3 \text{ мм}\cdot\text{кг}^{-1}$ массы ротора. В этом случае рекомендуется, чтобы для гибких роторов, подверженных влиянию первой и второй форм изгибных колебаний, но незначительно приближающихся к третьей изгибной критической частоте вращения, остаточные дисбалансы не превышали соответственно 50, 100 и 150% вышеупомянутого допуска для эквивалентного остаточного дисбаланса по первой, второй и третьей формам изгиба ротора, а также 50% рекомендуемого для эквивалентного жесткого ротора остаточного дисбаланса (при балансировке на низких частотах вращения).

Эквивалентный жесткий ротор имеет ту же массу, что и рассматриваемый гибкий ротор, а эквивалентная n -я форма дисбаланса — минимальный сосредоточенный дисбаланс, эквивалентный n -й форме дисбаланса по своему воздействию на n -ю форму изгиба.

На электростанциях проверка результатов балансировки осуществляется по максимальной оборотной составляющей вибрации, полученной в результате ее измерения на всех подшипниках турбоагрегата при подъеме частоты вращения в диапазоне от 600 мин^{-1} до номинальной или при ее снижении в тех же диапазонах, а также при работе агрегата на холостом ходу без возбуждения генератора. Кроме того, в связи с возможными эксплуатационными влияниями на сбалансированность турбоагрегата (тепловая нестабильность роторов) дополнительная проверка осуществляется в полностью разогретом состоянии при номинальной нагрузке и номинальных параметрах.

Балансировку валопровода турбоагрегата следует считать удовлетворительной, если максимальное значение среднеквадратической оборотной составляющей виброскорости опор подшипников на рабочей частоте вращения не будет превосходить $0,64v_{э,ск}$, а на критических частотах $v_{э,ск}$.

Предлагаемые величины соответствуют рекомендациям ИСО «Критерии балансировки гибких роторов» [65].

В качестве средств измерений используется штатная аппаратура эксплуатационного контроля вибрации с фильтром основной гармоник колебаний или специальная аппаратура со стационарным креплением вибродатчиков в установленные места контроля вибрации.

В заключение необходимо остановиться на оценке эффективности самого процесса балансировки.

В работе [9] оценку эффективности балансировки предлагается производить по формуле

$$\mathcal{E} = \frac{A_n}{A_k k}, \quad (5.63)$$

где A_n и A_k — начальная и конечная (подразумевается — максимальные) вибрации до и после балансировки, а k — число балансировочных пусков.

По этой формуле не всегда можно правильно оценить балансировку: например, случай, когда за один балансировочный пуск не произошло изменения вибрации ($A_n = A_k$, $k=1$, $\mathcal{E}=1$), получается эквивалентным случаем, когда за два балансировочных пуска вибрация снизилась вдвое, за три пуска — втрое и т. д. ($A_n = 2A_k$, $k=2$, $\mathcal{E}=1$ и $A_n = 3A_k$, $k=3$, $\mathcal{E}=1$). Поэтому для оценки

эффективности процесса балансировки целесообразно предложить следующее выражение:

$$\mathcal{E} = \frac{A_n - A_k}{A_k k}, \quad (5.64)$$

справедливое во всех случаях, за исключением $A_k = 0$.

Из формулы (5.64) видно, что при $k=1$ и $A_k \rightarrow \min$ $\mathcal{E} \rightarrow 100\%$, а при увеличении числа пусков или относительно высоких значениях A_k показатель эффективности процесса балансировки будет снижаться.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

КОМПЕНСАЦИЯ СИЛ, ВЫЗЫВАЮЩИХ

НИЗКОЧАСТОТНУЮ ВИБРАЦИЮ ТУРБОАГРЕГАТОВ

6.1. УСТОЙЧИВОСТЬ РОТОРОВ НА МАСЛЯНОЙ ПЛЕНКЕ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ ОТСУТСТВИИ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗМУЩАЮЩИХ СИЛ

В основе современного анализа устойчивого положения цапфы горизонтального тяжелого ротора на кривой подвижного равновесия в масляном слое подшипника лежит рассмотрение сил, действующих при небольшом смещении цапфы относительно статического центра вращения. Если представить возмущения в виде малых поступательных перемещений цапфы в плоскости, перпендикулярной оси вала, то выражения для действующей на цапфу дополнительной силы могут быть представлены в проекциях на оси ξ, η с началом в точке O_c в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} F_{\xi} &= c_{\xi\xi}\xi + c_{\xi\eta}\eta + d_{\xi\xi}\dot{\xi} + d_{\xi\eta}\dot{\eta}; \\ F_{\eta} &= c_{\eta\xi}\xi + c_{\eta\eta}\eta + d_{\eta\xi}\dot{\xi} + d_{\eta\eta}\dot{\eta}, \end{aligned} \right\} \quad (6.1)$$

где $c_{\xi\xi}, \dots, c_{\eta\eta}$ — коэффициенты жесткости; $d_{\xi\xi}, \dots, d_{\eta\eta}$ — коэффициенты демпфирования масляной пленки; $\xi, \eta, \dot{\xi}, \dot{\eta}$ — перемещения и скорости перемещения цапфы.

Характерной особенностью динамических коэффициентов подшипников с неподвижными вкладышами является их неконсервативность ($c_{\xi\eta} \neq c_{\eta\xi}$), вследствие чего при появлении в рассматриваемой упругой системе ка-

кого-либо возбудителя возможно возникновение колебаний системы с частотой, близкой к собственной (так называемая «масляная» вибрация). Таким образом, для разрешения проблемы виброустойчивости роторов на подшипниках скольжения необходимо глубокое изучение динамических характеристик масляного слоя.

В настоящее время имеются работы, в которых достаточно подробно рассмотрены динамические характеристики подшипников скольжения с неподвижными колodками и основные аспекты устойчивости роторов на масляной пленке [48, 66, 86, 129, 130, 149]. Экспериментально подтверждено, что гибкие, легко нагруженные роторы теряют устойчивость при частотах вращения, превышающих первую критическую частоту, и в вибрационном спектре возникают составляющие вибрации с частотой, равной примерно половине частоты вращения ротора. При увеличении частоты вращения выше удвоенной критической «масляная» вибрация резко возрастает, ее частота близка к первой критической частоте ротора и практически не изменяется при дальнейшем увеличении частоты его вращения. Установлено также, что динамические коэффициенты подшипников зависят от коэффициента их нагруженности:

$$\zeta = r\psi^2/\mu\omega, \quad (6.2)$$

где r — удельная нагрузка на подшипник; ψ — относительный зазор; μ — вязкость масла; ω — угловая частота вращения ротора.

Коэффициент нагруженности — функция частоты вращения ротора; для конкретного подшипника она характеризуется относительным эксцентриситетом κ . При отсутствии других возмущающих сил границей потери устойчивости ротора на масляной пленке подшипника является определенная частота вращения ротора.

С увеличением нагруженности подшипника с неподвижными вкладышами при определенных условиях повышается его стабилизирующая способность. Этот факт вызвал в свое время создание большого количества критериев устойчивости, в которых главным параметром был коэффициент нагруженности ζ . Так, в работах [157, 175, 181] утверждалось, что устойчивость ротора будет обеспечена во всех случаях при относительном эксцентриситете цапфы $\kappa > 0,7$. В других работах в качестве

единственного параметра устойчивости предлагали определенное значение числа Зоммерфельда, например $S_0 > 1$ [183].

При рассмотрении условий стабильности динамической системы роторов при различных типах подшипников скольжения и аэродинамическом возмущении обычно используют упрощенную систему симметричного двухопорного ротора круглого сечения с диаметром d , изгибной жесткостью C_p , масса которого M приведена к середине пролета (рис. 6.1). В этом случае все силы можно рассматривать приложенными к середине ротора и на одной из цапф. Данная модель, несмотря на не-

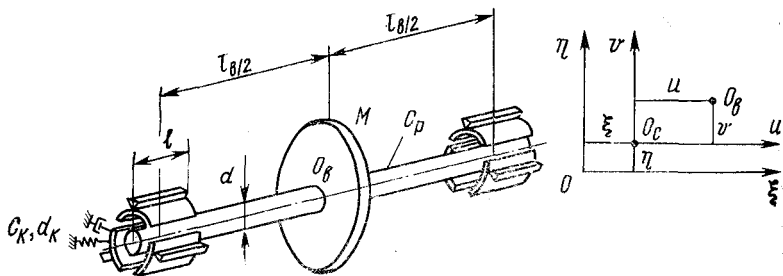


Рис. 6.1. Схема гибкого ротора на сегментных подшипниках.

О, O_c , O_b — соответственно центры подшипника, цапфы и диска; $\eta_0\%$ и $\nu_{0c}u$ — соответственно системы неподвижных и подвижных координат; l_b — длина вала; l — длина вкладышей подшипников; c_k , d_k — коэффициенты жесткости и демпфирования масляного слоя подшипников.

которую идеализацию конструкции реальных роторов, позволяет произвести качественную оценку и представить результаты в компактной форме. Для распространения полученных результатов на реальные роторы турбоагрегатов параметры симметричного ротора, а также динамические коэффициенты сегментных подшипников следует рассматривать как приведенные [50].

Как показали исследования [74], силы внешнего демпфирования незначительны по сравнению с демпфированием в масляном слое подшипников, ввиду чего трение дисков и вала о паровую среду существенно не влияет на стабилизацию вращения ротора и его можно не учитывать. Поэтому дифференциальные уравнения движения абсолютно уравновешенного ротора на про-

извольных подшипниках скольжения имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} M[\ddot{u} + \xi] + cu &= 0; \\ M[\ddot{v} + \eta] + cv &= 0; \\ \frac{1}{2}cu &= c_{\xi\xi}\xi + c_{\xi\eta}\eta + d_{\xi\xi}\dot{\xi} + d_{\xi\eta}\dot{\eta}; \\ \frac{1}{2}cv &= c_{\eta\xi}\xi + c_{\eta\eta}\eta + d_{\eta\xi}\dot{\xi} + d_{\eta\eta}\dot{\eta}, \end{aligned} \right\} \quad (6.3)$$

где ξ , η и $\dot{\xi}$, $\dot{\eta}$ — координаты смещения и скорости смещения центров цапф в системе $\xi O \eta$; u , v — координаты смещения массы ротора M в неподвижной системе координат $u O v$; c , d — соответственно коэффициенты жесткости и демпфирования масляного слоя подшипников.

На границе устойчивости, а также при вынужденных колебаниях движение системы происходит по законам

$$\xi = \xi_0 e^{i\lambda t}, \quad \eta = \eta_0 e^{i\lambda t}, \quad U = U_0 e^{i\lambda t}, \quad V = V_0 e^{i\lambda t}, \quad \text{где } \xi_0, \eta_0, U_0,$$

V_0 — некоторые постоянные коэффициенты, а $\lambda = p + iq$ — характеристическое число. Подстановка этих значений в уравнения (6.3) приводит к детерминанту, из которого получается уравнение [82], позволяющее определить значение безразмерной частоты на границе устойчивости q/ω и параметр устойчивости $E = M\omega\psi^3/\mu l$ (ω — угловая частота вращения цапфы; $\psi = \delta/R$ — относительный зазор; μ — динамическая вязкость смазки; l — длина подшипника сегмента) при заданном параметре нагруженности ζ (6.2):

$$\left[\frac{q}{\omega} \right]^2 = \frac{b^2 + fk^2 - bmk}{gk^2}; \quad (6.4)$$

$$E = \frac{2bgk}{b^2 + fk^2 - bmk} - 2\beta^2 \frac{b}{k}, \quad (6.5)$$

где $\beta = \omega/\Omega$ — параметр, характеризующий гибкость ротора; $\Omega = \sqrt{c_p/M}$ — частота собственных колебаний ротора на жестких опорах; c_p — жесткость ротора; $b = I_1 I_8 - I_2 I_7 - I_3 I_6 + I_4 I_5$; $f = I_1 I_4 - I_2 I_3$; $g = I_5 I_8 - I_6 I_7$; $m = I_1 + I_4$; $k = I_5 + I_8$; $I_{1,2,3,4} = \frac{\psi}{\mu\omega l} c_{\xi\xi, \xi\eta, \eta\xi, \eta\eta}$ — безразмерные коэффициенты жесткости; $I_{5,6,7,8} =$

$= \frac{\phi}{\mu_l} d_{\xi\xi, \xi\eta, \eta\xi, \eta\eta}$ — безразмерные коэффициенты демпфирования.

Рассмотрим устойчивость сегментных и эллиптических подшипников, представленных на рис. 6.2.

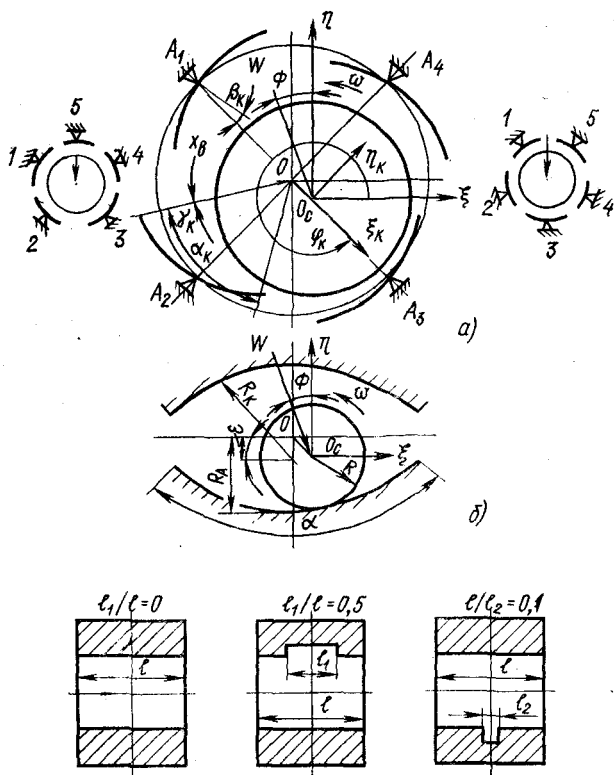


Рис. 6.2. Типы подшипников скольжения турбин.

а — сегментные подшипники с нагрузкой на шарнир и между шарнирами; б — эллиптический подшипник; 1—5 — номера колодок; O_l , O_c — соответственно центры подшипника и цапфы; W — нагрузка; α_k — длина колодки; $v = \gamma_k/\alpha_k$ — относительное расположение шарнира; $\eta_{O_c\xi}$ — подвижные координаты.

На рис. 6.3,а представлены границы устойчивости ротора на эллиптических подшипниках при отсутствии аэродинамической силы. Границы устойчивости построены для симметричного ротора в плоскости безразмерных

параметров устойчивости E и ζ и частотной отстройке ротора β .

Из рис. 6.3, а следует, что увеличение степени эллиптичности приводит к существенному расширению области устойчивости. При $m=0,85$ ротор устойчив вне зависимости от значения параметров ζ и E . Каждому значению m соответствует определенное значение коэффициента нагруженности $\zeta=\zeta^*$ (пунктир), выше которого ротор устойчив при любых значениях параметра E . Для конкретных условий ($E=\text{const}$) рост параметра ζ (увеличение вертикальной нагрузки на подшипники) приводит к расширению области устойчивой работы ротора.

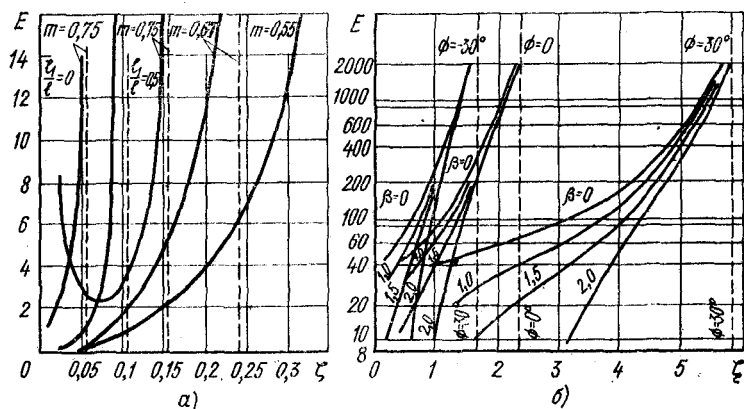


Рис. 6.3. Границы устойчивости для эллиптических подшипников. а — влияние степени эллиптичности m ; б — влияние направления нагрузки; E — параметр устойчивости; ζ — параметр нагруженности; l_1/l — относительная ширина канавки в верхнем вкладыше; β — относительная частота вращения ротора; ϕ — угол отклонения нагрузки от вертикали (положительный — в сторону вращения ротора).

Влияние повышения коэффициента ζ на устранение «масляной» вибрации турбоагрегатов мощностью до 300 МВт было многократно подтверждено на практике. Оно достигалось перераспределением реакций опор с помощью центровки валопровода, изменением парораспределения, а также изменением геометрии расточки вкладышей подшипников (см. § 6.4).

При определенных условиях, например при парциальном подводе пара, возможно появление поперечной составляющей нагрузки на подшипник. В связи с этим

были проведены исследования влияния произвольно направленной нагрузки на устойчивость ротора, вращающегося в эллиптических подшипниках [40, 110].

Исследования показали, что направление нагрузки существенно влияет на форму кривой подвижного равновесия и на устойчивость ротора. В качестве иллюстрации на рис. 6.3,б представлены границы устойчивости ротора на эллиптических подшипниках со степенью эллиптичности $m=0,75$ и относительной длиной $l/d=1$ при различных значениях угла нагрузки ϕ и параметра $\beta = \omega/\Omega$ (отношение частоты вращения ротора ω к его собственной частоте вращения на жестких опорах). За положительное значение угла нагрузки принят поворот вектора нагрузки (относительно ее вертикального направления) в сторону вращения цапфы. Из рис. 6.3,б следует, что поворот вектора нагрузки в сторону вращения цапфы приводит к расширению области устойчивой работы ротора по сравнению со случаем вертикального нагружения подшипника. При смещении вектора нагрузки в противоположную сторону устойчивость цапфы снижается, однако существуют экстремальные значения отрицательной нагрузки, при которых область устойчивости при данном Φ является минимальной (для рассматриваемого случая $\phi_{\min} = -26^\circ$).

В связи с этим при выборе порядка открытия регулирующих клапанов следует обеспечить первоначальное открытие тех клапанов, которые не только способствуют дополнительному вертикальному нагружению подшипника, но и появлению дополнительной поперечной силы, направленной в сторону вращения ротора (положительного угла нагрузки). Естественно, что наибольший эффект от поперечной силы получается при малых вертикальных нагрузках.

При оценке устойчивости реальных роторов турбоагрегатов на эллиптических подшипниках следует иметь в виду, что для эксплуатационных условий наиболее характерны следующие значения параметров: $\psi_{\min} = 1 \cdot 10^{-3}$; $\mu = 1,8 \cdot 10^{-2}$ Па·с; $l = 0,2$ м; $p = W/l d = 8 \cdot 10^5$ (здесь W — нагрузка на подшипник, длина и диаметр которого соответственно l и d); $\omega = 314$ с⁻¹; $\Omega = 180$ с⁻¹; $M = 7 \cdot 10^3$ кг. При этих параметрах получаем $E \approx 0,5 + 0,6$, $\zeta = 0,14 + 0,16$, $\beta = 1,7$.

Учитывая, что в турбостроении применяются эллиптические подшипники с $0,5 < m < 0,75$ (как с канавками,

так и без них), из рис. 6.3,а можно заключить, что при отсутствии циркуляционных аэродинамических сил роторы турбин на эллиптических подшипниках, как правило, работают в области устойчивости. Как показывает опыт эксплуатации, снижение устойчивости, а в отдельных случаях и возникновение автоколебаний на масляной пленке почти всегда связано с существенной разгрузкой подшипника или с поворотом вектора нагрузки на подшипники против вращения вала. Существенное снижение виброустойчивости наблюдается при использовании маслоперепускной канавки в верхнем вкладыше для подшипников с малой степенью эллиптичности.

Проблема «масляной» вибрации решается путем применения опорных подшипников скольжения с подвижными сегментными вкладышами (рис. 6.2,а), уровень циркуляционных сил в которых по сравнению с обычными подшипниками мал вследствие практически симметричной матрицы коэффициентов упругости.

Сегментные подшипники характеризуются числом колодок z , углом охвата колодки α , относительным расположением опорного шарнира $\nu = \varphi/\varphi_0$, коэффициентом формы колодки m , относительным радиальным зазором $\psi = \Delta/R$ и относительной длиной колодки L/D [L , R , D — соответственно длина, радиус и диаметр подшипника (рис. 6.2,а)].

Для сегментных подшипников возмущениями исходного статического равновесия являются не только перемещения и скорости перемещений цапфы, но также повороты и скорости поворотов каждой из колодок в плоскости, перпендикулярной оси вала. При этом выражения для действующей на цапфу от каждой колодки дополнительной силы, записанные с учетом контактной деформации опорных шарниров колодки, а также уравнения движения отдельной колодки имеют вид [42]:

$$\left. \begin{aligned} F_x^{(k)} = & - [c_{xx}^{(k)} (x - \xi_k \cos \varphi_k) + c_{xy}^{(k)} (y - \xi_k \sin \varphi_k) + \\ & + d_{xx} (\dot{x} - \dot{\xi}_k \cos \varphi_k + d_{xy} (\dot{y} - \dot{\xi}_k \sin \varphi_k) + \\ & + c_{xk} \beta_k + d_{xk} \dot{\beta}_k]; \\ F_y^{(k)} = & - [c_{yx}^{(k)} (x - \xi_k \cos \varphi_k) + c_{yy}^{(k)} (y - \xi_k \sin \varphi_k) + \\ & + d_{yx} (\dot{x} - \dot{\xi}_k \cos \varphi_k) + d_{yy} (\dot{y} - \dot{\xi}_k \sin \varphi_k) + \\ & + c_{yk} \beta_k + d_{yk} \dot{\beta}_k]; \end{aligned} \right\} \quad (6.6)$$

$$\begin{aligned} \ddot{Q}_k \beta_k + c_{kx} (\dot{x} - \dot{\xi}_k \cos \varphi_k) + c_{ky} (\dot{y} - \dot{\xi}_k \sin \varphi_k) + \\ + d_{kx} (\dot{x} - \dot{\xi}_k \cos \varphi_k) + d_{ky} (\dot{y} - \dot{\xi}_k \sin \varphi_k) + \\ + (c_{kk} + C_k) \beta_k + (d_{kk} + D_k) \dot{\beta}_k = 0; \end{aligned} \quad (6.7)$$

$$\begin{aligned} M_k \ddot{\xi}_k + S \xi_k - c_{xx}^{(k)} (x - \xi_k \cos \varphi_k) \cos \varphi_k - \\ - c_{xy}^{(k)} (y - \xi_k \sin \varphi_k) \cos \varphi_k - d_{xx}^{(k)} (\dot{x} - \dot{\xi}_k \cos \varphi_k) \cos \varphi_k - \\ - d_{xy}^{(k)} (\dot{y} - \dot{\xi}_k \sin \varphi_k) \cos \varphi_k - c_{yy}^{(k)} (y - \xi_k \sin \varphi_k) \sin \varphi_k - \\ - c_{yx}^{(k)} (x - \xi_k \cos \varphi_k) \sin \varphi_k - d_{yy}^{(k)} (\dot{y} - \dot{\xi}_k \sin \varphi_k) \sin \varphi_k - \\ - d_{yx}^{(k)} (\dot{x} - \dot{\xi}_k \cos \varphi_k) \sin \varphi_k, \end{aligned} \quad (6.8)$$

где $c_{xx}^{(k)}, c_{xy}^{(k)}, \dots, c_{kk}^{(k)}$ и $d_{xx}^{(k)}, d_{xy}^{(k)}, \dots, d_{kk}^{(k)}$ — коэффициенты жесткости и демпфирования, порядок определения которых подробно изложен в [42]; C_k и D_k — коэффициенты жесткости и демпфирования, характеризующие силы внешнего сопротивления повороту колодок; M_k и Q_k — соответственно массы и моменты инерции колодок; β_k — углы поворота колодок; ξ_k — перемещения колодок вдоль осей ξ (рис. 6.3) из-за контактной деформации опорных шарниров; $\varphi_k = 270^\circ - \alpha_k$; S — жесткость шарнирного контакта в месте опирания колодки; $k=1, 2, \dots, z$.

Из выражений (6.6) — (6.8) следует, что в отличие от подшипников с неподвижными вкладышами динамические свойства сегментных подшипников характеризуются $8+2z$ коэффициентами, что усложняет анализ динамики и устойчивости роторов.

Однако, как показано в [42], при одночастотных колебаниях системы ротор — подшипники, к которым, в частности, относятся колебания на границе устойчивости, можно привести выражения (6.6) — (6.8) к виду (6.3). Полученные таким образом приведенные динамические коэффициенты представляют собой алгебраическую сумму приведенных коэффициентов отдельных колодок, их значения зависят от конструктивных и режимных параметров подшипников, а также от частоты колебаний ротора.

Поскольку частота колебаний на границе устойчивости q заранее не известна, используется метод последовательных приближений, который сводится к последова-

тельному определению приведенных динамических коэффициентов I^*_i , расчету значений q/ω и E при задаваемых значениях q с помощью уравнений (6.6) и (6.7) (в которых в данном случае $b=I^*_1I_8-I^*_2I^*_7-I^*_3I^*_6+I^*_4I^*_5$; $f=I^*_1I^*_4-I_2I_3$; $g=I^*_5I^*_8-I^*_6I^*_7$; $m=I^*_1+I^*_4$; $k=I^*_5+I^*_8$) до совпадения с требуемой точностью значений задаваемой и получаемой из решения частот. Используя соответствующие найденной частоте значения приведенных динамических коэффициентов, по формуле (6.5) окончательно вычисляем для исходной системы значение параметра E на границе устойчивости.

На основе этого разработан универсальный метод расчета статических и динамических характеристик сегментных подшипников, который одновременно применим и для расчета подшипников с неподвижными вкладышами [42]. Полученные с помощью ЭВМ расчетные характеристики применяемых в паротурбостроении сегментных подшипников (потери трения, коэффициенты нагруженности, расходы смазки, толщина масляной пленки, коэффициенты жесткости и демпфирования) табулированы и используются для обоснования выбора типа и параметров подшипников, обеспечивающих виброустойчивость роторов.

Достоверность расчетного метода определения динамических характеристик подшипников была проверена путем сопоставления с данными экспериментальных исследований, которое показало достаточное для практики совпадение: максимальные количественные расхождения расчетных и экспериментальных значений динамических коэффициентов в реальном диапазоне изменений основных конструктивных параметров не превышали 20%. Такой результат удалось получить, в первую очередь, вследствие учета контактной жесткости опор колодок, конструктивно выполняемых в виде сферы или ребра качания, имеющей, как показали исследования, один порядок с жесткостью собственно масляной пленки. Контактная податливость опор колодок приводит к заметному снижению значений приведенных коэффициентов, особенно коэффициентов демпфирования, вычисленных в предположении абсолютно жестких опор.

С ростом нагрузки на подшипник увеличивается анизотропия упругих и демпфирующих свойств подшипника, особенно при нагрузке на шарнир. Из рассмотрения кривых подвижного равновесия сегментного подшипни-

ка можно заключить, что влияние направления нагрузки на поперечные смещения цапфы в сегментном подшипнике будет существенно меньшим, чем на эллиптический. Кривые подвижного равновесия при малых коэффициентах нагруженности ξ с достаточной степенью точности можно считать прямыми, совпадающими с линией действия нагрузки при произвольном ее направлении; данный вывод справедлив и при симметрии колодок относительно линии действия нагрузки. Этот вывод был подтвержден и экспериментально при исследовании кривых подвижного равновесия сегментных и эллиптических подшипников турбины 500 МВт. Из рис.

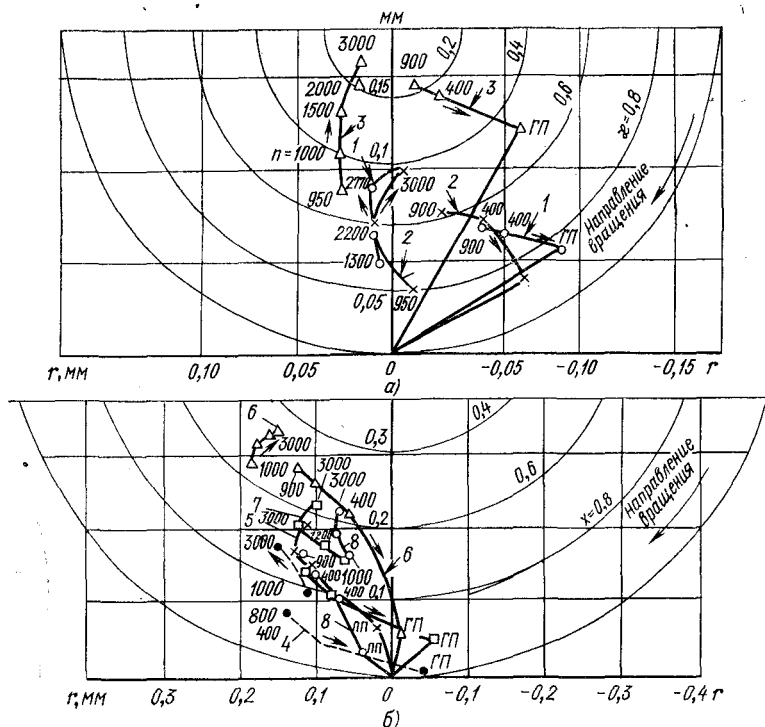


Рис. 6.4. Равновесные положения шеек валопровода турбины К-500-240-2 в эллиптических (а) и сегментных (б) подшипниках при пуске турбоагрегата, совмещенные с полем их возможных перемещений.

x — относительный эксцентриситет, мм; r — боковые смещения, мм; 1—3 — сегментные подшипники; 5—7 — эллиптические подшипники; минимальные зазоры у каждого из которых соответственно 0,18; 0,3 и 0,21 мм; ГП — отклонение гидроподъема.

6.4 видно, что равновесное положение вала на сегментных подшипниках (подшипники № 1—4 РВД—РСД турбины) при рабочей частоте вращения практически совпало с вертикальной осью подшипников, при этом относительный эксцентриситет колебался в зависимости от нагруженности подшипника в пределах 0,4—0,1 мм. Эллиптические же подшипники РНД турбины, имеющие одинаковые диаметры (520 мм), но несколько различные монтажные зазоры, обеспечивают на рабочей частоте вращения относительные эксцентриситеты в пределах от 0,52 до 0,58 при боковых смещениях шеек на 0,07—0,15 мм.

Исследования [42] показали, что у сегментных подшипников бóльшие коэффициенты нагруженности при равных относительных эксцентриситетах получаются при направлении нагрузки на шарнир, а также при увеличении относительной длины подшипника и смещении шарниров в сторону выходных кромок. Потери трения в сегментных подшипниках примерно такие же, как и у эллиптических.

С увеличением суммарной нагруженности сегментного подшипника ξ коэффициенты нагруженности верхних колодок уменьшаются, что может в конечном счете привести к вибрации собственно колодок. Для стабилизации верхних колодок шарнир целесообразно смещать в сторону выходной кромки, а также увеличивать эллиптичность расточки подшипника.

Проведенный анализ показал, что для сегментных подшипников, у которых инерция колодок и силы внешнего сопротивления их поворота невелики, перекрестные приведенные коэффициенты жесткости c^*_{xy} и c^*_{yx} либо близки, либо приблизительно равны нулю, что свидетельствует о незначительном уровне циркуляционных «масляных» сил. Поэтому применение таких подшипников позволяет полностью исключить возможность возникновения низкочастотной вибрации из-за неустойчивости на масляной пленке (при отсутствии или незначительности неконсервативных сил аэродинамического возмущения).

Помимо высокой виброустойчивости достоинством сегментных подшипников является их способность компенсировать перекосы цапф роторов, что довольно часто наблюдается при эксплуатации турбоагрегатов.

Аэродинамические силы, являющиеся определяющими при возбуждении низкочастотной вибрации мощных паровых турбин, были впервые обнаружены в 1958 г. [178]. Тогда же было сформулировано общее условие устойчивости роторов: силы парового возмущения не должны превосходить сил демпфирования.

Длительное время, вплоть до появления отечественных турбоагрегатов мощностью 500 МВт, считалось, что аэродинамическое возмущение колебаний роторов специфично для высокоскоростных турбин с относительно легкими роторами, а для обычных турбоагрегатов низкочастотные колебания вызываются неконсервативными позиционными силами, возникающими в масляной пленке подшипников.

Возмущение низкочастотной вибрации валопровода крупной отечественной турбины с подавляющим влиянием аэродинамических возмущающих сил было впервые зафиксировано на турбоагрегате К-500-240+ТГВ-500 ХТГЗ—ЭТМ. Характерной особенностью в этом случае было наличие пороговой нагрузки, переход которой немедленно приводил к возникновению интенсивных колебаний, исключающих возможность дальнейшего подъема нагрузки. Значение граничной нагрузки не являлось строго постоянным, а для устранения низкочастотной вибрации требовалось снижение нагрузки ниже той, при которой она возникала (рис. 6.5). Частота колебаний составляла 27 Гц, что соответствовало наинизшей собственной частоте первой формы колебаний трехопорной системы РВД—РСД турбины с наибольшей интенсивностью вблизи опоры № 3, несколько меньшей у опоры № 1 и минимальной у опоры № 2 ввиду близости к последней узловой точки колебаний. Траектория движения цапф при возникновении низкочастотных колебаний соответствовала прямой прецессии, что было подтверждено и при исследовании низкочастотной вибрации турбоагрегатов других типов (рис. 6.6,б). Процесс возникновения низкочастотной вибрации можно проследить на рис. 6.6,а, где показано, как чисто синусоидальная вибрация валопровода с частотой 50 Гц сначала приобретает низкочастотные составляющие, а затем, по существу, становится почти синусоидальной вибрацией, частота которой соответствует первой собственной частоте коле-

баний РВД турбины. Характерно также, что непосредственно перед началом автоколебаний уровень низкочастотных составляющих в спектре вибрации бывает непостоянным, иногда достигающим высоких значений. Размах низкочастотных колебаний зависит от степени сбалансированности системы РВД—РСД турбины по первой форме упругого прогиба: при размахе виброперемещений вала у муфты РВД—РСД турбины К-500-240 на критической частоте (27 Гц), равном 340 мкм, размах низкочастотных колебаний при достижении граничной нагрузки соответствовал 400 мкм, а при более высоком дисбалансе, соответствующем раз-

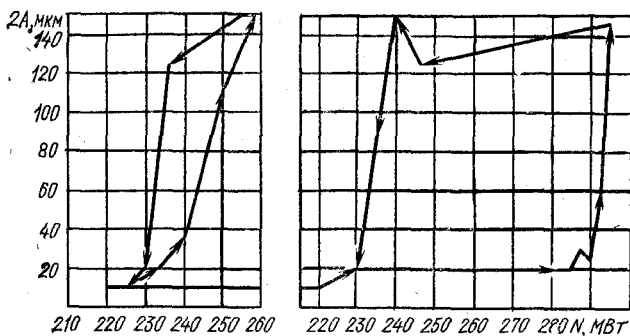


Рис. 6.5. Вертикальные низкочастотные колебания вала у муфты РВД—РСД при нагружении и разгрузке турбины 500 МВт.

ΔA — размах виброперемещений; N — электрическая нагрузка.

маху вала на критической частоте вращения примерно 550 мкм, значение низкочастотной вибрации возросло до 650 мкм.

В последние годы проблеме аэродинамического возмущения низкочастотных колебаний роторов турбин было посвящено большое количество исследований, из которых наиболее принципиальное значение имели работы [55—57, 76, 77, 164, 169—172, 185]. На основании обобщения результатов выполненных исследований можно констатировать, что в проточной части турбины существует много возможных источников возникновения сил аэродинамического возмущения. Однако наиболее существенными следует считать силы, обусловленные окружающей динамической неравномерностью зазоров в уплот-

нениях из-за изгибных колебаний роторов, которые можно разделить на три основные группы.

Силы первой группы, так называемые «венцовые», связаны с изменением окружных усилий на рабочих лопатках вследствие неравномерных протечек пара по ок-

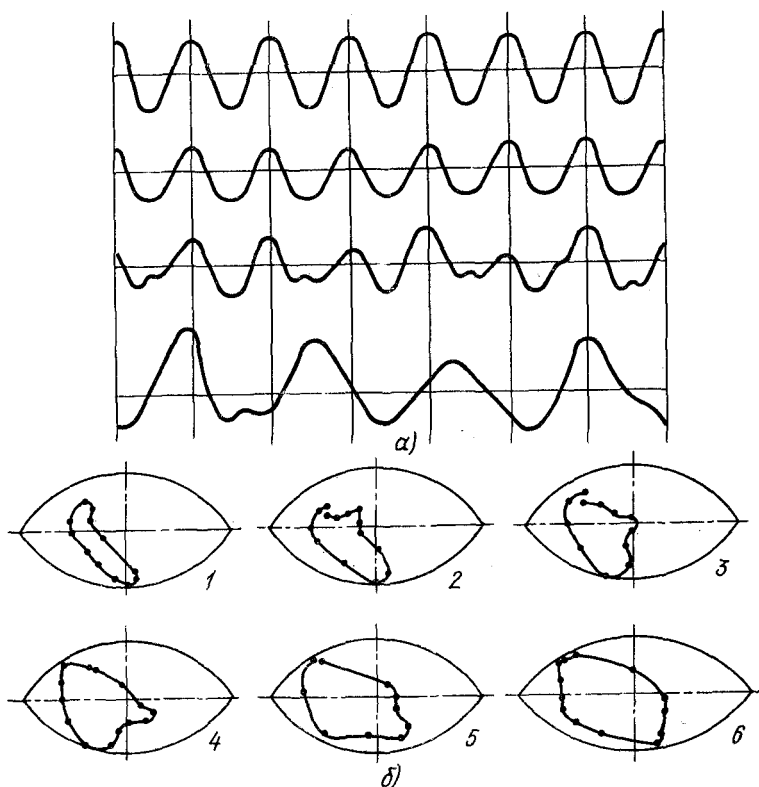


Рис. 6.6. Виброграмма и траектории движения центра сечения вала у муфты РВД—РСД турбины 500 МВт при развитии низкочастотной вибрации.

a — процесс возникновения низкочастотной вибрации; *б* — траектории движения цапф; 1—6 — номера опор.

ружности бандажных (периферийных) и диафрагменных уплотнений (рис. 6.7, *a*).

При относительном смещении осей ротора и статора в проточной части турбины происходит изменение зазоров и перекрыш у периферии лопаток и в диафрагмен-

ных уплотнениях, распределенное по окружности ротора приблизительно по закону косинуса. Неравномерность зазоров приводит к окружному перераспределению протечек пара через уплотнения, а также к перераспределению расходов и скоростей пара через межлопаточные каналы рабочих колес, давлений в межвенцовом

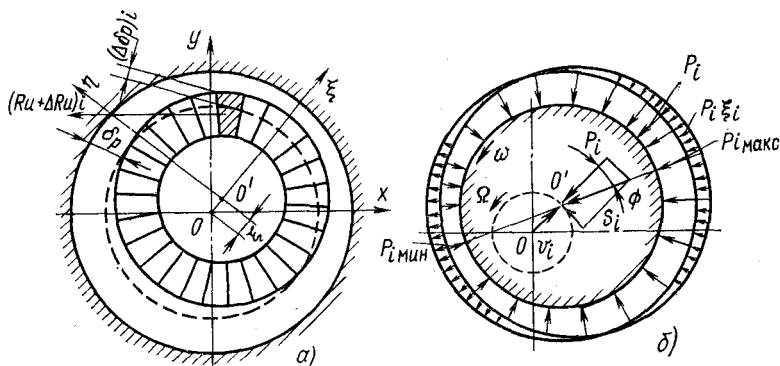


Рис. 6.7. Схемы возникновения аэродинамических возмущающих сил.

a — схема возникновения «венцовых» сил; *б* — схема возникновения «бандажных» сил

зазоре, входных углов потока пара перед рабочими лопатками и других параметров. Вследствие этого возникают дополнительные окружные силы, распределенные вдоль рабочего колеса также по закону косинуса. Их результирующая направлена в сторону вращения ротора перпендикулярно его прогибу и, следовательно, является неконсервативной силой, способствующей неустойчивости ротора.

Используя известные формулы для расчета окружных усилий и протечек в турбинной ступени и применяя соотношения, полученные из треугольников скоростей [90], можно вывести следующую формулу для оценки «венцовой» силы:

$$F = -\pi [\Delta w_u + \Delta w_2 \cos \beta_2] \left\{ \kappa_\delta R_\delta \sqrt{2\rho_1(p - p_2)} \frac{d\delta_6}{d\xi} + \right. \\ \left. + \kappa_d R_d \sqrt{\frac{\rho_1^2}{\rho_0^2}} p_0 \sqrt{1 - \left[\frac{p_1}{p_0} \right]^2} \times \right.$$

$$\times \left[1 + \frac{h_c}{h_n} \frac{w_2 \sin \beta_2}{\operatorname{tg} \alpha_0 [\Delta w_u + w_2 \cos \beta_2]} \right] \frac{d\delta_d}{d\xi} \} \xi, \quad (6.9)$$

где ρ , p , w , β — соответственно плотность, давление, относительная скорость и угол потока пара в ступени (индексы 0, 1, 2 относятся соответственно к сечениям на входе в ступень, за соплом и на выходе из рабочих лопаток); R_b и R_d — радиусы бандажных и диафрагменных уплотнений; h_c и h_n — высоты сопловой и рабочей лопа-

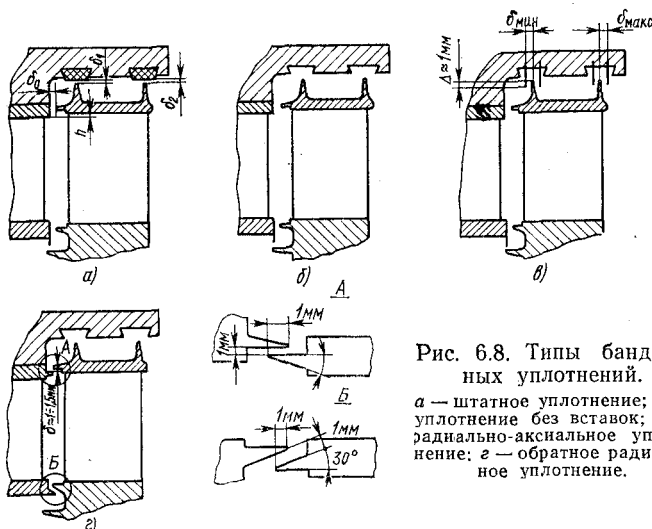


Рис. 6.8. Типы бандажных уплотнений.

а — штатное уплотнение; б — уплотнение без вставок; в — радиально-аксиальное уплотнение; г — обратное радиальное уплотнение.

ток; δ_b и δ_d — приведенные зазоры в бандажном и диафрагменном уплотнениях; α_0 — абсолютный угол выхода потока из сопловых лопаток; ξ — прогиб ротора; κ_b и κ_d — коэффициенты, учитывающие неоднородность среды перед уплотнениями.

Из формулы (6.9) следует, что «венцовая» сила возрастает с увеличением плотности пара и перепада давлений на ступень. Это обстоятельство, характерное также и для других видов аэродинамических возмущающих сил, свидетельствует о более высоком уровне возмущающих сил для РВД турбин на закритические параметры пара и объясняет зависимость этих сил от расхода пара через турбину.

Из формулы (6.9) видно также, что «венцовая» сила зависит от параметров теплового процесса в ступенях и

от конструкции турбины. Наиболее доступным средством снижения «венцовых» сил является изменение конструкции бандажных уплотнений, которая определяет величину и знак производной $d\delta_6/d\xi$. Установлено, что «венцовая» сила существенно зависит от соотношения радиальных и осевых уплотнений δ_2/δ_0 : увеличивая радиальные и уменьшая осевые зазоры, можно добиться существенного снижения «венцовых» сил. При больших значениях δ_2/δ_0 значение данной силы будет в основном определяться протечками через диафрагменные уплотнения.

Наиболее эффективным средством борьбы с «венцовыми» силами является применение уплотнений специальной конструкции. Например, переход от обычно применяемой конструкции бандажных уплотнений (рис. 6.8,а) к конструкции, изображенной на рис. 6.8,г, позволяет уменьшить «венцовую» силу путем создания дополнительных осевых уплотнений и увеличения радиальных зазоров. Другая конструкция уплотнений с надбандажными гребнями [111], изображенная на рис. 6.8,в, позволяет изменить направление «венцовой» силы и получить даже стабилизирующий эффект. Однако влияние обеих конструкций на экономичность турбоагрегата еще недостаточно изучено. Кроме того, конструкция с надбандажными гребнями усложняет ремонтные операции.

Средние расчетные значения «венцовых» сил на 1 мм радиального смещения ротора для ступеней РВД турбин К-300-240 ЛМЗ составляют примерно 2,5 кН, а для ступеней турбин К-800-240-3 ЛМЗ — до 3,5 кН.

Однако проведенный качественный анализ аэродинамических возмущающих сил показал, что существует немало факторов, способствующих сохранению их достаточно высокого уровня даже при оптимальной конструкции радиальных и осевых уплотнений, к числу которых следует отнести относительную перекрышу — отношение перекрыши к осевому зазору $s=h/\delta_0$ (рис. 6.9).

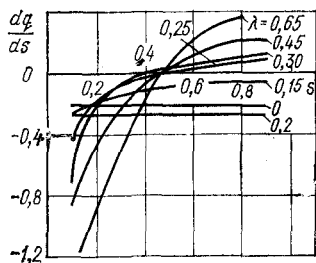


Рис. 6.9. Зависимость параметра протечек dq/ds от относительной перекрыши.

q — безразмерный расход протечек;
 $s=h/s_0$ — относительная перекрыша
 (h — перекрыша, s_0 — осевой зазор);
 λ — степень реактивности ступени.

Для анализа были использованы результаты экспериментальных исследований протечек пара q через осевые зазоры при различных относительных перекрышах s и степенях реактивности ступени λ [6]. В предположении стационарности потока «жесткость» аэродинамической силы при уплотнениях без радиальных усков получила следующее выражение:

$$\mu = - \frac{h_{ад}}{\omega} \left[1 + \frac{l}{D_{ср}} \right] \eta_1 c_1 \gamma_1 \frac{dq}{ds}, \quad (6.10)$$

где q — безразмерный расход протечек:

$$q = \frac{Q_{прот}}{b \delta_0 c_1 \gamma_1}, \quad (6.11)$$

представляющий собой отношение действительного расхода через осевой зазор $Q_{прот}$ к условному, который существовал бы при скорости потока через зазор площадью $b \delta_0$, равной скорости на выходе из сопловой решетки c_1 , и удельном объеме γ_1 .

Из рассмотрения полученной путем графического дифференцирования функций $q(s)$ зависимости dq/ds от относительной перекрыши s и параметра λ , характеризующего реактивность ступени (рис. 6.9), видно, что при некоторых значениях s величина dq/ds отрицательна и, следовательно аэродинамическая сила будет возбуждающей, при $s > s_{мин}$ аэродинамическая сила будет стабилизирующей. Таким образом, изменение перекрыши снижает эффект воздействия увеличения радиальных зазоров на аэродинамическое возмущение, причем в некоторых случаях (при $s \rightarrow s_{мин}$) весьма существенно.

Появление аэродинамических сил второй группы — «бандажных» сил (рис. 6.7, б) — связано с окружной неравномерностью давления пара, образующейся при колебаниях ротора в каналах бандажных уплотнений проточной части вследствие неконцентричности ротора и статора. Такова же природа возникновения аэродинамических сил третьей группы — «лабиринтовых» сил, возникающих в каналах развитых промежуточных и концевых уплотнений и рассматриваемых отдельно.

При анализе «бандажных» и «лабиринтовых» сил рассматриваются дифференциальные уравнения течения пара в лабиринтовых каналах [56, 76], при этом учитываются следующие факторы: влияние окружного движения среды, вызываемого изменяющейся высотой канала, что приводит к «подсосу» пара в зоне максималь-

ной высоты канала и «выдавливанию» его в зоне минимальной высоты (канальный фактор); конструкция и гидравлическое сопротивление входной и выходной щелей (щелевой эффект); закрученность потока; трение о стенки. При решении этих уравнений получают функцию распределения дополнительных давлений по окружности каналов. Их результирующая определяется в виде проекций сил на оси координат η и ξ (см. рис. 6.7,б), вращающихся с угловой частотой прецессии ротора Ω . Эти проекции характеризуют радиальную P и тангенциальную (циркуляционную) S составляющие аэродинамической реакции уплотнения, коэффициенты жесткости которых для узких каналов приближенно выражаются формулами [76]

$$S_{\xi} = \frac{2\pi r b k (\beta_1 \delta_{20} - \beta_2 \delta_{10})}{\delta_{10} \delta_{20} (1 + k^2) (1 + k^2 + 2\alpha^2)} (p_1 - p_2); \quad (6.12)$$

$$S_{\eta} = \frac{2\pi b^2 k (c_0 - r\Omega)}{\varphi_{10} \delta_{10} (1 + k^2 + 2\alpha^2)} \left[1 - \frac{\alpha^2 h_0}{\delta_{10} \delta_{20}} \times \right. \\ \left. \times \frac{\beta_1 \delta_{20} - \beta_2 \delta_{10}}{(1 + k^2 + 2\alpha^2)} \right] \sqrt{\frac{\rho}{2} \frac{p_e - p_a}{1 + k^2}}, \quad (6.13)$$

где $\alpha = b h_0 / 2 \varphi_{10} \delta_{10} r$; $k = \varphi_{20} \delta_{20} / \varphi_{10} \delta_{10}$; b , h_0 , r — соответственно длина, высота и средний радиус канала уплотнений; δ_{10} , δ_{20} — соответственно входной и выходной зазоры в уплотнениях; φ_{10} , φ_{20} — соответственно коэффициенты расхода при входе и выходе пара из уплотнения; ρ — плотность пара; c_0 — окружная составляющая скорости потока пара в уплотнениях; Ω — частота автоколебаний.

Наибольшее значение для возникновения самовозбуждающихся колебаний ротора имеет тангенциальная составляющая силы, определяемая «канальным» эффектом. Роль «щелевого» фактора, выраженного членом в квадратных скобках уравнения (6.13), существенно меньшим единицы, при обычных зазорах в уплотнениях невелика. В прямоточных каналах с одинаковыми зазорами в радиальных уплотнениях, а также в осевом уплотнении тангенциальная реакция возникает только вследствие влияния канального фактора. Влияние трения пара о стенки канала имеет значение при зазорах в уплотнениях менее 1 мм.

Как «венцовые», так и «бандажные» силы пропорциональны плотности пара и перепаду давления на ступень. Этим объясняется факт обострения проблемы низ-

кочастотной вибрации в связи с переходом к созданию мощных турбоагрегатов на сверхкритические параметры пара. Поскольку «бандажные» силы пропорциональны квадрату ширины надбандажного канала, то по мере возрастания начальных параметров и расхода пара через ступень они растут быстрее «венцовых» и для особенно мощных турбоагрегатов должны превосходить последние.

Анализ аэродинамических сил, проведенный по специально разработанной программе для ЭВМ, показал, что на циркуляционную силу S существенно влияют начальная закрутка потока, определяемая окружной составляющей скорости пара на выходе из сопловых решеток c_0 , а также размеры зазоров δ_i : при увеличении δ_i и снижении c_0 значение S резко уменьшается, а при малых и отрицательных c_0 становится стабилизирующей. Поскольку конструкции входной и выходной щелей бандажного уплотнения мало влияют на тангенциальную составляющую силы, снижение циркуляционного аэродинамического возмущения можно осуществить увеличением зазоров, уменьшением ширины камер бандажных уплотнений или вообще ликвидацией камеры уплотнений путем создания радиального уплотнения с одним гребнем, а также применения уплотнений только с осевым расположением гребней.

В противоположность тангенциальной силе радиальная составляющая усилий в бандажном уплотнении P определяется, в первую очередь, действием «щелевого» фактора и зависит от соотношения зазоров δ_2 и δ_1 (см. рис. 6.8); закрутка оказывает на эту составляющую незначительное влияние. Изменяя распределение зазоров, в частности выполняя их равномерно уменьшающимися, можно в значительной степени повысить уровень стабилизирующих сил при отрицательных c_0 , при этом составляющая $P < 0$ будет противодействовать смещению ротора.

Если же зазоры увеличиваются по длине уплотнения, то при больших значениях закрутки составляющая S по мере возрастания неравномерности зазоров будет уменьшаться, а при малых и отрицательных значениях c_0 будет увеличиваться. В этом случае составляющая $P > 0$ и направлена в сторону смещения вала. Для рассмотренных вариантов уплотнений (см. рис. 6.8) и реальных условий работы ступеней ЦВД мощных турбин

на закритические параметры пара сила P оказалась стабилизирующей. Полученные зависимости для P были использованы для оценки статической аэродинамической силы, возникающей при эксцентричном положении ротора и статора. Оказалось, что при неблагоприятном соотношении зазоров ($\delta_2 > \delta_1$) статическая сила, действующая на рабочее колесо регулирующей ступени, может превышать 10^5 Н на 1 мм отклонения вала. Для других ступеней вследствие меньших перепадов давления и пониженных параметров пара данные силы будут меньше, однако их сумма при наличии значительных эксцентриситетов может быть соизмерима с силой тяжести РВД

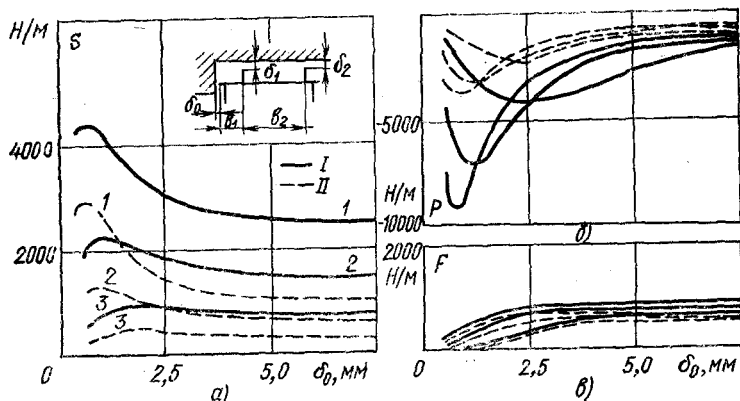


Рис. 6.10. Зависимость коэффициента жесткости «бандажных» и «венцовых» сил от осевых δ_0 и радиальных δ_r зазоров бандажного уплотнения.

a — коэффициент жесткости тангенциальной составляющей «бандажной» силы; b — коэффициент жесткости радиальной составляющей «бандажной» силы; c — коэффициент жесткости «венцовой» силы; I — ступень турбины 800 МВт ($b_1 = 11$ мм, $b_2 = 42$ мм); II — ступень турбины 300 МВт ($b_1 = 9$ мм, $b_2 = 25$ мм); 1 — $\delta = 1$ мм; 2 — $\delta = 1,5$ мм; 3 — $\delta = 3$ мм.

турбины и в зависимости от направления эксцентриситета приводить к изменению значений и направления нагрузок на подшипники.

В отличие от диафрагменных уплотнений в развитых уплотнениях с большим числом уплотнительных гребней, например в концевых или промежуточных уплотнениях (при двухпоточных конструкциях ЦВД), циркуляционная составляющая мало зависит от размеров зазоров. Изменение характера распределения зазоров вли-

яет на величину S также незначительно, но изменяет составляющую P .

Недостаточная изученность процессов, происходящих в многокамерных уплотнениях турбин при эксцентриситете ротора и статора, не позволяет определенно судить об их влиянии на низкочастотную вибрацию РВД турбин. По-видимому, в связи с невысоким уровнем закрученности потока перед концевыми диафрагменными и средними уплотнениями «лабиринтовые» силы в целом оказывают стабилизирующее воздействие на систему.

Для сопоставления реальных значений основных групп аэродинамических возмущающих сил на рис. 6.10 приведены расчетные зависимости коэффициентов жесткости радиальной и тангенциальной составляющих «бандажных» сил, а также «венцовых» сил для колеса части высокого давления турбин 300 и 800 МВт с обычным осерадиальным уплотнением [77]. Вычисления, выполненные для одних и тех же параметров, показывают, что при реальных зазорах в уплотнении у турбин 300 МВт «бандажные» силы примерно равны «венцовым», в то время как у турбин 800 МВт они существенно больше «венцовых».

6.3. УСТОЙЧИВОСТЬ РОТОРОВ ПРИ СОВМЕСТНОМ ВОЗДЕЙСТВИИ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ СИЛ МАСЛЯНОЙ ПЛЕНКИ ПОДШИПНИКОВ И ПАРОВОГО ПОТОКА

Для анализа устойчивости роторов на подшипниках скольжения различных типов при наличии аэродинамического возмущения используется уже упомянутая выше модель гибкого симметричного однодискового ротора (см. рис. 6.1).

Дифференциальные уравнения движения абсолютно уравновешенного ротора на произвольных подшипниках скольжения с учетом аэродинамических сил имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} M(\ddot{u} + \ddot{\xi}) + cu + a(\eta + v) &= 0; \\ M(\ddot{v} + \ddot{\eta}) + cv - a(\xi + u) &= 0; \\ \frac{1}{2}cu &= c_{\xi\xi}\xi + c_{\xi\eta}\eta + d_{\xi\xi}\dot{\xi} + d_{\xi\eta}\dot{\eta}; \\ \frac{1}{2}cv &= c_{\eta\xi}\xi + c_{\eta\eta}\eta + d_{\eta\xi}\dot{\xi} + d_{\eta\eta}\dot{\eta}, \end{aligned} \right\} \quad (6.14)$$

где ξ , η и u , v — координаты центров цапф и диска соответственно; c_{ik} , d_{ik} — соответственно коэффициенты жесткости и демпфирования подшипников; a — жесткость аэродинамической силы; M , c — соответственно масса и жесткость ротора.

Выражая u и v из двух последних уравнений системы и переходя к безразмерной форме с помощью метода, аналогичного метода D -разбиений, можно получить систему алгебраических уравнений для определения частоты колебаний на границе устойчивости q и величины параметра устойчивости E

$$\left. \begin{aligned} q[a_1 q^4 - a_3 q^2 + a_5] &= 0; \\ a_0 q^6 - a_2 q^4 + a_4 q^2 - a_6 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (6.15)$$

где a_i — коэффициенты, зависящие от гибкости ротора, параметров жесткости и демпфирования подшипников, жесткости циркуляционной силы и параметра устойчивости.

Характеристическое уравнение системы (6.14) идентично для подшипников с неподвижными и подвижными вкладышами, если при анализе устойчивости на подвижных вкладышах (сегментных подшипниках) будут использованы их приведенные коэффициенты, о чем было сказано выше. Так же как и при оценке динамических свойств собственно подшипников, разработанная во ВТИ программа расчета устойчивости системы на ЭВМ при наличии аэродинамического возмущения основана на методе последовательных приближений — последовательном расчете с назначением вероятных значений частот автоколебаний q , вычислением приведенных динамических коэффициентов для подшипников и определением безразмерных частот колебаний на границе устойчивости q/ω и значения параметра E по формулам (6.4) и (6.5) вплоть до совпадения значений частот — задаваемой и получаемой из решения. Найденная таким образом относительная частота колебаний на границе устойчивости q/ω используется для определения остальных параметров устойчивости.

Рассмотрим некоторые результаты расчетов. Для построения характеристик были использованы уже известные (см. § 6.1) безразмерные параметры — устойчивость E , нагруженность ξ и гибкость β , а также параметр a/c , характеризующий возбуждающую силу и пред-

ставляющий собой отношение жесткости этой силы к жесткости симметричного ротора в середине пролета.

На рис. 6.11,а представлены границы устойчивости ротора на эллиптических подшипниках, построенные для случая $l/d=0,8$; $m^*=0,667$; $\alpha=150^\circ$ и $\omega/\Omega=1,73$. Для эллиптических подшипников характерно наличие некото-

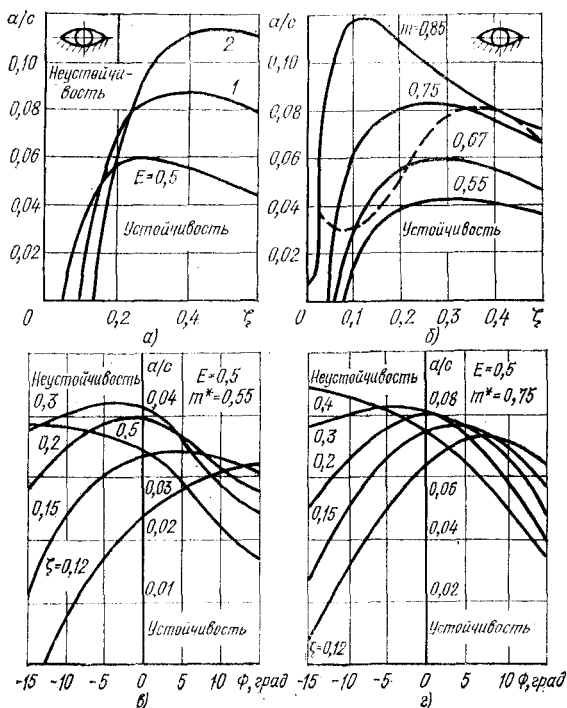


Рис. 6.11. Характеристики свойств виброустойчивости эллиптических подшипников при аэродинамическом возмущении.

а — влияние параметра устойчивости E ; б — влияние степени эллиптичности m и маслоступающей канавки l/d ; в, г — влияние угла направления нагрузки Φ ; a/c — относительная жесткость аэродинамической возмущающей силы; ζ — коэффициент нагруженности.

рого оптимального значения ζ , при котором их устойчивость максимальна; отклонение ζ от него, особенно в сторону меньших значений, вызывает существенное уменьшение устойчивости. Устойчивость эллиптических подшипников в зоне малых нагрузок резко уменьшается,

вследствие чего они не могут обеспечить нормальную работу турбоустановки при аэродинамическом возмущении ее роторов.

Для повышения виброустойчивости роторов целесообразно идти на увеличение зазора в подшипниках, связанного с параметром E кубической зависимостью. Так, например, увеличение $\psi_{\min}$ от $1 \cdot 10^{-3}$ до $1,3 \cdot 10^{-3}$ при прочих равных условиях приводит к росту a/c на границе устойчивости от 0,045 до 0,08, при этом для сохранения неизменной формы расточки увеличение вертикального зазора должно сопровождаться одновременным увеличением боковых зазоров.

Увеличение степени эллиптичности m (рис. 6.11,б) способствует расширению области устойчивой работы эллиптических подшипников, особенно при максимальных значениях $m=0,85$, однако подшипники с большой эллиптичностью имеют значительный износ рабочих поверхностей из-за большой кривизны, а это, как показывает практика, снижает их стабилизирующую способность. Из рис. 6.11,б также видно, что наличие маслоперепускной канавки в верхнем вкладыше приводит к существенному снижению устойчивости (пунктирная кривая) по сравнению с устойчивостью гладкого эллиптического подшипника при значениях коэффициентов нагруженности, близких к расчетным ($0,2 < \zeta_{\text{расч}} < 0,3$). Это свидетельствует о нецелесообразности использования таких подшипников для РВД мощных турбин, что подтверждено на практике.

Исследования показали, что появление поперечных составляющих нагрузки на эллиптические подшипники, вызывающих поворот результирующего вектора нагрузки на угол ϕ (положительные ϕ совпадают с направлением вращения вала), существенно влияет на устойчивость РВД турбин (рис. 6.11,в, г). Особенно неблагоприятны при малых ζ отрицательные значения ϕ , а при больших ζ — положительные. Сравнение кривых на рис. 6.11,в и г показывает, что повышение эллиптичности благоприятно сказывается и при отклонении направления нагрузки от вертикального.

Выше отмечалось, что для РВД мощных турбин на эллиптических подшипниках характерны значения $E \approx 0,5$, $\zeta \approx 0,15$ при среднем значении жесткости аэродинамической возмущающей силы $a=1,1$ кН на 1 мм радиального смещения ротора, что при номинальной на-

грузке дает $a/c \approx 0,05 \div 0,06$ (a и c приведены к середине пролета ротора).

С учетом сказанного выше можно заключить, что роторы на эллиптических подшипниках со степенью эллиптичности $m < 0,65 \div 0,7$ работают в области неустойчивости. Для обычно существующих значений E и ξ увеличение нагрузки на подшипники при наличии аэродинамических возмущений уже не приводит к заметному росту устойчивости.

На рис. 6.12 представлены границы устойчивости для пятиколодочных сегментных подшипников, имеющих параметры $l/D=0,6$, $E=3$ и $\nu=0,6$. С учетом реальных условий эксплуатации подшипников турбоагрегатов

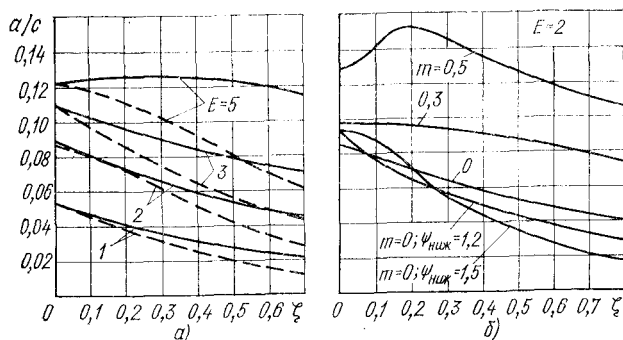


Рис. 6.12. Характеристики свойств виброустойчивости сегментных подшипников при аэродинамическом возмущении.

a — влияние параметра устойчивости E ; b — влияние степени эллиптичности; a/c — относительная жесткость аэродинамической возмущающей силы; ξ — коэффициент нагруженности; — — — — нагрузка на шарнир; - - - - нагрузка между шарнирами.

можно сделать вывод, что сегментные подшипники, как правило, могут обеспечить устойчивую работу роторов. Лишь при повышенном уровне аэродинамического возмущения ($a/c > 0,6 \div 0,8$) применение сегментных подшипников может не обеспечить устойчивости. Следует подчеркнуть, что в отличие от эллиптических подшипников, не обеспечивающих устойчивость системы при малых ξ даже при отсутствии аэродинамического возбуждения, сегментный подшипник наиболее устойчив именно в ненагруженном состоянии, причем с ростом параметра E устойчивость повышается.

Как следует из сопоставления кривых на рис. 6.12,а (сплошные линии и пунктир), направление внешней вертикальной нагрузки на сегментный подшипник (на шарнир или посередине между шарнирами) оказывает малое влияние на устойчивость ротора при $\zeta < 0,3$ и $E < 3$. Однако с ростом параметра E границы устойчивости достигают максимума, который при дальнейшем увеличении E смещается в сторону больших ζ . При направлении нагрузки на шарнир в сторону максимальные значения a/c на границе устойчивости с увеличением ζ и E возрастают значительно больше, чем при нагрузке, направленной между шарнирами. Можно предположить, что при нагрузке на шарнир с увеличением ζ анизотропия коэффициентов жесткости подшипника возрастает в значительно большей степени, чем при ее направлении между шарнирами, что, как известно, способствует повышению устойчивости. При больших значениях ζ и E дальнейшее возрастание нагрузки приводит к увеличению устойчивости. Как было показано выше, влияние поперечных нагрузок на работу сегментных подшипников невелико.

В эксплуатации при пуске и работе турбоагрегата повышенный износ наблюдается у наиболее нагруженной нижней колодки сегментного подшипника. Кроме того, опора этой колодки (обычно сферический шарнир) испытывает значительные контактные деформации. В результате масляный зазор в нижней колодке может оказаться большим, чем зазоры в других колодках, что вызывает снижение устойчивости системы. Во избежание этого зазоры в нижней колодке сегментных подшипников целесообразно выполнять уменьшенными, т. е. следует перейти к эллиптической расточке сегментных подшипников, что можно осуществить путем установки калиброванной прокладки в горизонтальный разъем подшипника при его расточке. Толщина прокладки ε выбирается в зависимости от принятых значений степени эллиптичности m и диаметрального вертикального зазора Δ_B по формуле

$$\varepsilon = \frac{1-m}{m} \Delta_B. \quad (6.16)$$

Как видно из рис. 6.12,б, переход от цилиндрической к эллиптической расточке ($m=0,5$) сегментных подшипников позволяет повысить устойчивость системы ротор—

опоры более чем в 2 раза, при этом важным обстоятельством является создание условий сохранения заданной формы расточки вкладышей подшипников, что осуществимо путем введения системы гидроподъема.

При различном распределении зазоров в нижних несущих колодках изменяется характер влияния поперечных нагрузок на виброустойчивость сегментных подшипников: для подшипников с увеличенным зазором в нижней колодке отклонение вектора нагрузки от вертикального направления будет способствовать повышению устойчивости, а при увеличенных зазорах в боковых колодках отклонение вектора нагрузки от вертикального направления вызовет заметное снижение стабилизирующей способности подшипников. В связи с этим влияние парораспределения на устойчивость РВД однотипных турбин может быть неодинаковым.

При четырехопорной системе РВД — РСД турбин поперечные нагрузки возникают при установке рядом сегментного и эллиптического подшипников. Это объясняется разными траекториями всплытия цапф: сегментный подшипник имеет близкую к вертикали траекторию всплытия, а для эллиптического характерны значительные горизонтальные смещения цапфы. Анализ показал, что взаимное влияние этих факторов приводит к отклонению угла результирующего вектора статической нагрузки на $20\text{--}25^\circ$. Устранение поперечных нагрузок возможно в данном случае с помощью перецентровки полушфут РВД — РСД с созданием усилия, компенсирующего относительные смещения цапф подшипников.

В программе расчета устойчивости реальных роторов турбоагрегатов [110] использован метод начальных параметров в форме, предложенной в [84]. Возможность определения пороговой мощности достигнута в результате введения в переходные матрицы узловых точек коэффициентов жесткости аэродинамических возмущающих сил, зависящих (при постоянной частоте вращения 3000 мин^{-1}) от мощности турбоагрегата. Значения мощностей и соответствующих им коэффициентов задаются в программе в виде таблиц.

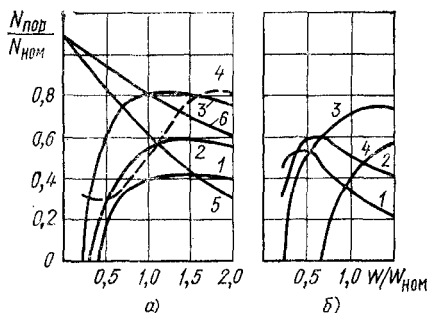
На рис. 6.13 представлены кривые зависимости пороговой мощности турбоагрегата от нагрузки на опоры РВД турбины, имеющего критическую частоту вращения 1700 мин^{-1} . Границы устойчивости построены в координатах параметров, представляющих собой соответствен-

но отношение пороговой мощности к номинальной и отношение фактической вертикальной нагрузки на опоры к расчетной, определяемой массой ротора.

Предварительные расчеты показали, что суммарная приведенная жесткость аэродинамических циркуляционных сил в ЦВД при номинальной нагрузке составит 12,0—16,0 кН на 1 мм радиального смещения ротора. При таком уровне возбуждения ротор на эллиптические

Рис. 6.13. Зависимость пороговой мощности турбоагрегата от нагрузки на опоры РВД.

a — вертикальная нагрузка; 1 — 3 — эллиптические подшипники при степени эллиптичности *m* соответственно 0,55; 0,67; 0,75 и *l/D*=0,8; 4 — эллиптический подшипник с маслоперепускной канавкой, *l/l*=0,5; *m*=0,75 и *l/D*=0,8; 5, 6 — сегментные подшипники, *l/D*=0,66 при нагрузке соответственно между шарнирами и на шарнир; 6 — произвольные по направлению нагрузки: 1 — $\phi = +30^\circ$; 2 — $\phi = +15^\circ$; 3 — $\phi = 0^\circ$; 4 — $\phi = -15^\circ$.



ских подшипниках будет находиться в неустойчивой области, причем диапазон устойчивой работы может сузиться при разгрузке опор, а также при применении подшипников с меньшей эллиптичностью. Увеличение нагрузок на опоры выше расчетных мало влияет на устойчивость ротора.

На рис. 6.13, *a* видно, что сегментные подшипники в отличие от эллиптических обеспечивает большую устойчивость РВД при небольших нагрузках на опоры. При увеличении нагрузки область устойчивости на сегментных подшипниках резко сужается и в диапазоне расчетных нагрузок и выше сегментные подшипники также не обеспечивают устойчивости работы. В соответствии с выполненными расчетами наиболее благоприятным является расположение опорного шарнира нижней несущей колодки на линии действия нагрузки. Расчеты также показали, что наибольшую устойчивость обеспечивают трехколодочные сегментные подшипники, обладающие высокой степенью анизотропии коэффициентов жесткости масляной пленки; выявлено существенное влияние на границы устойчивости отклонения вектора нагрузки от вертикального направления (рис. 6.13, *б*), особенно против направления вращения (отрицательные углы).

Таким образом, для повышения устойчивости роторов на эллиптических подшипниках целесообразно обеспечить отсутствие поперечных составляющих нагрузок и сохранение вертикальных нагрузок на уровне расчетных. При работе на сегментных подшипниках благоприятна их разгрузка. Выполнение указанных условий может быть достигнуто путем как выбора схемы парораспределения, так и центровки валопровода и проточной части, учитывающей тепловые деформации турбоагрегата и фундамента.

Большое значение на устойчивость роторов оказывает их параметр гибкости β . Проведенные расчеты показали, что увеличение критической частоты ротора на 20% приводит к двукратному расширению области устойчивости.

6.4. ПРАКТИКА УСТРАНЕНИЯ НИЗКОЧАСТОТНОЙ ВИБРАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТОВ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

Выше было отмечено, что устранение низкочастотной вибрации турбоагрегатов мощностью до 300 МВт происходило в основном путем воздействия на динамические характеристики подшипников с помощью их дополнительной нагрузки (увеличения ξ). Это достигалось изменением центровки валопровода, перераспределением опорной площади подшипников и т. п. Приведем несколько примеров.

1. Во время пуска турбины К-100-90 после ремонта при частоте вращения 2500 мин^{-1} возникли низкочастотные колебания РНД турбины, которые, стремительно нарастая по мере увеличения частоты вращения ротора, при 2800 мин^{-1} приобрели угрожающий характер (рис. 6.14). Снижение частоты вращения приводило к медленному уменьшению низкочастотных колебаний, полное исчезновение которых происходило также ниже первой критической частоты РНД турбины (1670 мин^{-1}); частота колебаний составляла 23 Гц. Процесс возникновения и срыва автоколебаний был повторен.

Исследования показали, что приблизительно с 2500 мин^{-1} начинается интенсивный рост низкочастотных составляющих колебаний, которые при значительном уровне вибрации опор полностью «вытесняли» все остальные гармонические составляющие, в том числе и обратную. Ротор совершал синфазные колебания; при

этом сначала преобладали вертикальные компоненты колебаний, а по мере приближения к границе устойчивости поперечные компоненты колебаний становились доминирующими. Непосредственно перед потерей устойчивости низкочастотные колебания достигали 50% основной гармоник.

На определенном этапе рост низкочастотных составляющих протекал одновременно с возрастанием высокочастотных компонентов, наиболее интенсивно проявляющихся в осевом направлении, что было связано с нарастанием интенсивности хаотических ударов цапф о вкладыши подшипников. Автоколебательный процесс сопро-

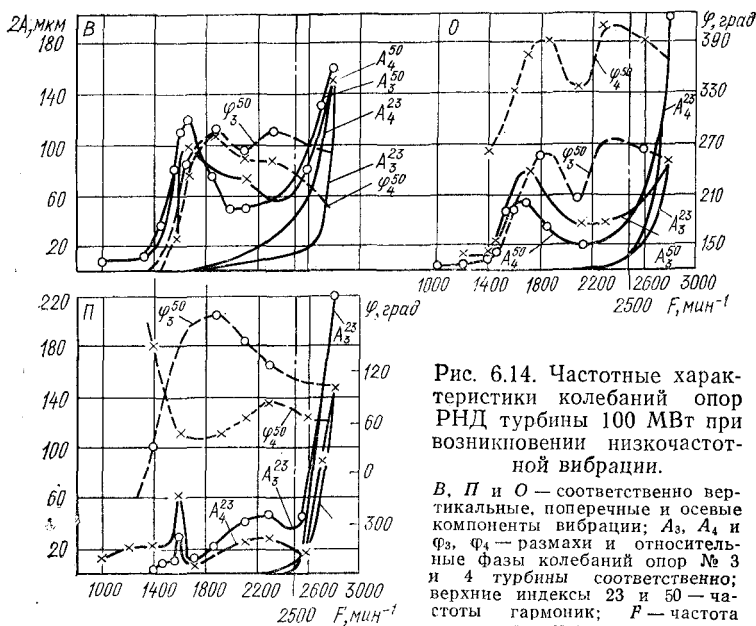


Рис. 6.14. Частотные характеристики колебаний опор РНД турбины 100 МВт при возникновении низкочастотной вибрации.

В, П и О — соответственно вертикальные, поперечные и осевые компоненты вибрации; A_3 , A_4 и φ_3 , φ_4 — размахи и относительные фазы колебаний опор № 3 и 4 турбины соответственно; верхние индексы 23 и 50 — частоты гармоник; F — частота вращения ротора.

вождался резким гулом и дрожанием корпуса турбины. Вибрация мгновенно исчезала после снижения частоты вращения ниже критической частоты ротора.

Расчетный коэффициент нагруженности подшипников составлял $\zeta=3,4$ при относительном эксцентриситете $\kappa=0,8$ и частотной отстройке $\beta=0,57$. Однако при вскрытии подшипников было установлено, что из-за нестан-

дартного размера цапф ($d=299,2$ мм вместо 300 мм) было допущено увеличение вертикального зазора в подшипниках до 0,85—0,95 мм, т. е. расточки вкладышей вместо эллиптических стали цилиндрическими. Восстановление эллиптической расточки ($m=0,6$) привело к устранению низкочастотной вибрации.

Данный случай наглядно подтвердил важность увеличения степени эллиптичности расточки вкладышей подшипников для повышения виброустойчивости системы ротор — опоры.

2. Значительное количество случаев появления низкочастотной вибрации в практике связано с частичной

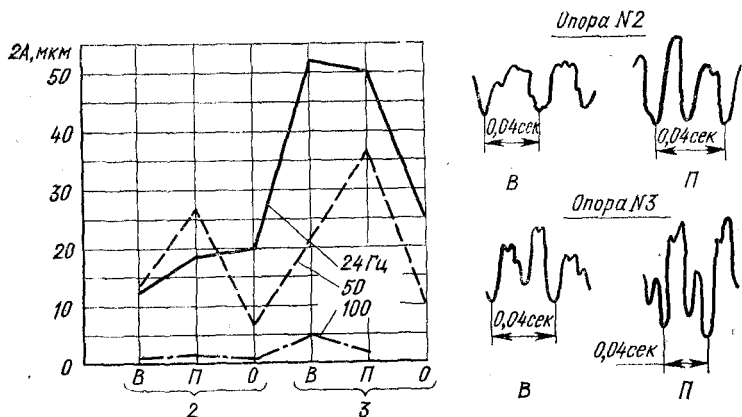


Рис. 6.15. Гармоники и виброграммы колебаний опор РСД турбины 200 МВт при низкочастотной вибрации.

2А — размах виброперемещений опор; В, П, О — соответственно вертикальные, поперечные и осевые компоненты вибрации; 2, 3 — номера опор.

разгрузкой подшипников вследствие неправильной центровки, неравномерных тепловых деформаций фундаментов или влияния парораспределения.

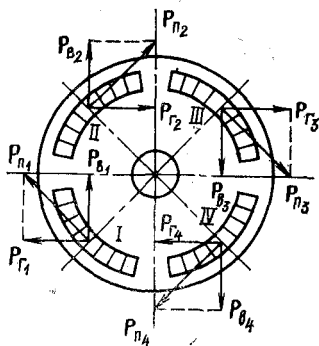
При пуске в эксплуатацию турбоагрегата К-200-130+ТГВ-200 после проведенной балансировки валопровода возникла низкочастотная вибрация системы РВД—РСД турбины с максимумом в зоне опоры № 3. Частота колебаний составляла 23 Гц. В отличие от описанного выше случая непосредственно перед возбуждением автоколебаний низкочастотные составляющие имели преобладающее значение в спектре (рис. 6.15).

Анализ показал, что причиной появления низкочастотной вибрации в данном случае явилась 50%-ная разгрузка опор № 3 и 1 вследствие неправильной центровки систем РВД—РСД и РСД—РНД турбины, усугублявшаяся цилиндрической формой расточки вкладышей подшипников турбины. Устранение вибрации было достигнуто путем правильной центровки агрегата (с учетом тепловых деформаций фундамента и вакуума в конденсаторе), а также перехода на эллиптическую форму расточки вкладышей подшипников ($m=0,65$).

3. При исследовании низкочастотной вибрации турбин ПТ-60-130, К-160-130, а также ряда турбин иностранных фирм было зафиксировано появление разгружа-

Рис. 6.16. Схема появления разгружающих сил при парциальном подводе пара.

$I-IV$ — группы сопловых коробок;
 $P_{в1}-P_{в4}$ — вертикальные составляющие паровых усилий;
 $P_{г1}-P_{г4}$ — горизонтальные составляющие паровых усилий.



ющих подшипники усилий при парциальном подводе пара.

Последовательное открытие двух первых групп регулирующих клапанов (рис. 6.16) вызывало появление вертикального усилия P_v , пропорционального расходу пара (или нагрузке N):

$$P_v = P_n \cos \alpha = \frac{2N}{\omega D_{ср}} \cos \alpha, \quad (6.17)$$

где $P_v = P_{в1} + P_{в2}$.

Разгружающее усилие (P_p) зависело от расстояния регулирующей ступени до ближайшей опоры l_1 и расстояний между опорами $l-l_1$:

$$P_p = P_v \frac{l-l_1}{l}. \quad (6.18)$$

Появление низкочастотной вибрации у турбин ПТ-60-130 определялось моментом полного открытия ре-

гулирующего клапана № 1, что, как показали расчеты, снижало и без того малые удельные нагрузки на передний подшипник РВД с $54 \cdot 10^4$ до $39 \cdot 10^4$ Па, а на задний подшипник РВД — с $43 \cdot 10^4$ до $36 \cdot 10^4$ Па. Этот дефект устранен в результате изменения порядка открытия клапанов: первым был сделан клапан № 4, при открытии которого создавалась дополнительная паровая нагрузка вниз на опоры, т. е. повышалась устойчивость системы.

Парциальность подвода пара может вызвать не только разгрузку подшипника, но и появление поперечной составляющей P_r (рис. 6.16), направление которой также влияет на виброустойчивость эллиптических подшипников. Поэтому при выборе порядка открытия

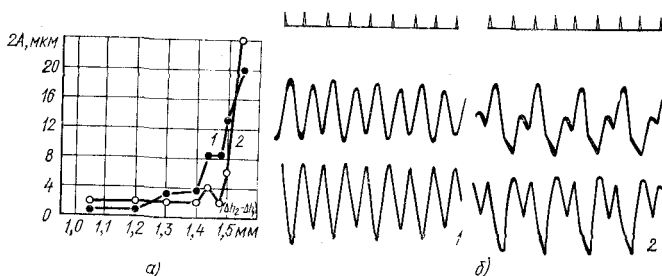


Рис. 6.17. Изменение низкочастотной составляющей колебаний валопровода турбины 300 МВт в зависимости от подъема опоры № 1 относительно опоры № 2.

a — характеристика; b — осциллограмма; $2A$ — размах вибросмещений опор; $\Delta h_2 - \Delta h_1$ — разность подъемов опор № 1 и 2, мм; 1, 2 — соответственно вертикальные и поперечные компоненты низкочастотной составляющей вибрации опоры № 2 (25 Гц).

регулирующих клапанов необходимо стремиться открывать сначала те клапаны, которые не только способствуют дополнительному вертикальному нагружению подшипников, но и изменяют направление результирующей нагрузки в благоприятную сторону в зависимости от нагрузки на опоры.

4. На одном из турбоагрегатов К-300-240 ХТГЗ из-за неравномерных тепловых деформаций фундаментов происходило изменение относительного положения опор подшипников и, в частности, дополнительная разгрузка и без того недостаточно нагруженной опоры № 1 (примерно на 50%), а также опоры № 3 (примерно на 30%). Это вызывало ухудшение устойчивости системы РВД — РСД турбины, что выражалось в росте низкочас-

тотных (25 Гц) составляющих в спектре колебаний опор (рис. 6.17). В результате при нагрузке 270 МВт создавалось «критическое» состояние (оно характеризуется на рис. 6.17,а точками кривой при $\Delta h_2 - \Delta h_1 \approx 1,55$ мм), при котором требовался лишь незначительный импульс для создания низкочастотных колебаний. Таким импульсом явилось открытие регулирующего клапана № 5, подающего пар в нижнюю группу сопл. Результирующая сила от парового потока отжимала ротор от выходных кромок нижних вкладышей и несколько вверх, что явилось дополнительным ухудшающим фактором. Открытие регулирующего клапана № 5 приводило к четырех-пятикратному возрастанию низкочастотных составляющих в спектре колебаний валопровода и опор. Наиболее четко этот процесс наблюдался у опоры № 1, где размах низкочастотных составляющих колебаний ротора достигал 240 мкм и в 2 раза превышал амплитуду составляющей основной гармоник. Развитие низкочастотных колебаний сопровождалось ударами ротора в опорах, что приводило к росту высокочастотных составляющих, в частности — третьей гармоник.

Характер колебаний валопровода вблизи передней опоры представлен на осциллограмме (рис. 6.17,б). Колебания валопровода и опор сопровождались резкими колебаниями давления в масляном клине подшипников РВД — РСД турбины.

Устранение повышенной возбудимости к низкочастотным колебаниям у турбин 300 МВт осуществлялось изменением порядка открытия регулирующих клапанов, корректировкой центровки валопровода с учетом тепловых деформаций (см. гл. 4) и увеличением эллипсности расточки вкладышей подшипников. Во всех перечисленных выше случаях, за исключением случаев чисто «масляной» вибрации, в турбине существовал какой-то уровень аэродинамических циркуляционных сил, который, однако, ввиду его малости можно не учитывать при выборе способов воздействия на демпфирующие свойства подшипников скольжения.

Если для однопоточного РВД турбины 300 МВт ХТГЗ описанные выше средства были вполне эффективными, то уже для двухпоточного РВД турбины 300 МВт они оказались явно недостаточными, и для устранения низкочастотной вибрации некоторых турбин этого типа пришлось идти не на подгрузку опоры № 1, ухудшающей

условия виброустойчивости опоры № 2, а наоборот — на ее разгрузку с установкой сегментных подшипников.

5. Как отмечалось выше, впервые возмущение низкочастотной вибрации валопровода турбины с решающим влиянием аэродинамических циркуляционных сил было зафиксировано на головном блоке К-500-240-1 + ТГВ-500 в 1969 г. В отличие от «масляной» вибрации наиболее характерным обстоятельством при этом явилось наличие пороговой нагрузки, при которой возникала интенсивная низкочастотная вибрация. Начальный этап работ по устранению низкочастотной вибрации и в этом случае заключался в опробовании различных модификаций опорных подшипников скольжения и в выборе порядка открытия регулирующих клапанов.

К моменту пуска турбоагрегата в эксплуатацию была проведена его перецентрировка с целью увеличения нагрузки на переднюю опору и замены у нее цилиндрического

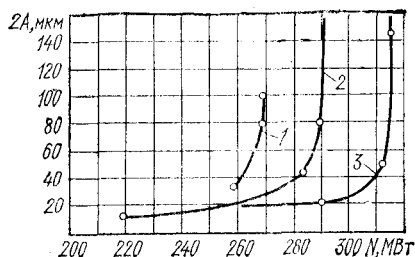


Рис. 6.18. Изменение пороговой нагрузки при виброналадке турбоагрегата 500 МВт.

2A — размах низкочастотных (27 Гц) колебаний вала; N — электрическая нагрузка; 1, 2 — вибрация при установке соответственно двухклиновых и трехклиновых подшипников; 3 — вибрация при уменьшении осевых зазоров в РВД.

подшипника на двухклиновой. Однако при пуске была зафиксирована граничная мощность около 200 МВт, при этом было установлено, что максимум низкочастотной вибрации наблюдается у опоры № 3 трехопорной системы РВД — РСД, что указывало на недостаточность повышенных сил демпфирования лишь в одной опоре. Поэтому последующая установка двухклиновых вкладышей на подшипниках № 2, 3 и 4 [коэффициент эллиптичности $m=0,45 \div 0,55$, относительные вертикальные зазоры $\psi=(1 \div 1,3)10^{-3}$] позволила поднять нагрузку до 270 МВт (рис. 6.18, кривая 1). Опробование трехклиновых вкладышей с установкой их на опорах РВД — РСД дало незначительное возрастание пороговой мощности (рис. 6.18, кривая 2).

Исследования по определению влияния на низкоча-

стотную вибрацию порядка открытия регулирующих клапанов ЦВД не выявили их определяющей роли, поскольку парциальность была близка к единице. Вместе с тем было обнаружено влияние порядка открытия регулирующих клапанов на интенсивность низкочастотной вибрации: при работе с закрытой нечетной группой клапанов, в первую очередь при закрытом клапане № 1, амплитуды низкочастотной вибрации снижались (без изменения пороговой нагрузки). Наоборот, закрытие четной группы клапанов приводило к возрастанию низкочастотной вибрации (регулирование имеет четыре основные группы сопл, причем четные — вторая и четвертая — находятся в нижней части коробки).

Безрезультатность проведенных мероприятий для достижения номинальной нагрузки позволила сделать заключение о существовании в проточной части турбины значительных аэродинамических циркуляционных сил, которые были обнаружены в результате эксперимента по снижению осевых зазоров в проточной части ЦВД путем перемещения РВД на 1 мм. В результате данного эксперимента граничная мощность возросла до 320 МВт (рис. 6.18, кривая 3). В связи с этим была разработана специальная программа и проведен расчет пороговой мощности турбоагрегата, основанный на оценке коэффициентов жесткости потока пара для каждой ступени РВД турбины и учете динамических характеристик реальных подшипников (см. § 6.3). Результаты расчетов подтвердили, что при критической частоте РВД, равной 27 Гц, граничная мощность оказывается меньше номинальной, причем маслоперепускные канавки в верхних вкладышах существенно ее снижают. Увеличение критической частоты колебаний ротора до 33—35 Гц должно в несколько раз повысить устойчивость системы.

Устранение низкочастотной вибрации турбоустановки было осуществлено путем замены радиальных надбандажных уплотнений на всех (кроме регулирующей) ступенях ЦВД и на второй — пятой ступенях ЦСД специальными скошенными осевыми уплотнениями, обеспечивающими аэродинамические демпфирование при больших значениях δ_2/δ_1 , тщательной балансировки РВД и РСД турбины на высокооборотном балансировочном станке (для уменьшения упругого прогиба ротора) и последующей установки сегментных подшипников для системы РВД — РСД турбины.

На основании полученного опыта наладки головного турбоагрегата 500 МВт были разработаны рекомендации по повышению виброустойчивости серийного агрегата: повышение критической частоты колебаний РВД путем перехода на четырехопорную роторную систему РВД — РСД, установка этой системы на сегментных подшипниках с гидроподъемом, повышение жесткости фундамента для обеспечения стабильности условий работы опор (путем установки дополнительных колонн под поперечными ригелями), переход на сварные РНД турбины. Проведенный расчет устойчивости модернизированного турбоагрегата К-500-240-2+ТГВ-500-2 показал, что турбоагрегат имеет порог устойчивости при нагрузке примерно 560 МВт.

Последующие эксперименты, результаты которых приведены на расчетных характеристиках (рис. 6.19),

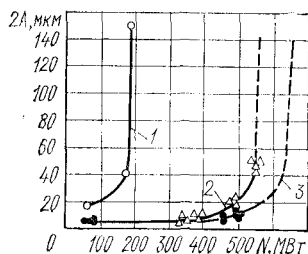


Рис. 6.19. Изменение пороговой нагрузки в результате модернизации турбоагрегатов 500 МВт.

2A — размах низкочастотных колебаний вала; N — электрическая нагрузка; 1 — турбоагрегат К-500-240-1 с эллиптическими подшипниками; 2, 3 — турбоагрегат К-500-240-2 с сегментными подшипниками с радиальными надбандажными уплотнениями и без них соответственно.

подтвердили эффективность усовершенствований конструкции турбоагрегата.

6. Факт неустойчивой работы теплофикационной турбины Т-250/300-240 был зафиксирован при пуске энергоблока, когда при нагрузках, близких к номинальной, на опоре № 1 была обнаружена составляющая вибрации с частотой 29 Гц и амплитудой примерно 35 мкм; однако после заплавления верхней маслорепускной канавки во вкладыше подшипника низкочастотная вибрация исчезла и турбоагрегат стал работать устойчиво при всех нагрузках. Полученный результат находится в полном соответствии с теоретическим анализом влияния маслорепускных канавок на устойчивость роторов.

Устранение низкочастотной вибрации на другом однотипном турбоагрегате помимо упомянутого выше мероприятия потребовало увеличения радиальных зазоров в ступенях ЦВД путем удаления металлокерами-

ческих вставок (см. рис. 6.8,б) и уменьшения входных осевых зазоров на 1,2 мм по ступеням № 1—6 перемещением внутреннего ЦВД турбины. Наконец, устранение низкочастотной вибрации у третьего однотипного турбоагрегата потребовало установки специальных уплотнений (см. рис. 6.8,в), которые позволили значительно уменьшить зависимость протечек от смещения ротора и тем самым уменьшить до требуемого уровня «венцовые» и «надбандажные» силы. Одновременно заводом были разработаны и установлены бандажные и корневые радиально-аксиальные уплотнения с положительной осевой перекрышей 1,0—1,5 мм и радиальными зазорами 1,3—3,0 мм (см. рис. 6.8,г). В результате проведения перечисленных мероприятий низкочастотная вибрация турбин этого типа была устранена.

Сопоставляя конструкции бандажных уплотнений (см. рис. 6.8, в, г), следует отметить, что хотя второй тип уплотнений (см. рис. 6.8, г) и рассчитан на создание стабилизирующих сил, однако из-за сохранения радиальных гребней снижается его эффективность, поскольку «надбандажные» силы при этом полностью не устраниются.

Таким образом, в настоящее время устранение низкочастотной вибрации возможно путем оптимизации работы штатных подшипников, установки сегментных подшипников, снижения парового возбуждения (в результате перераспределения радиальных и осевых зазоров в проточной части турбин), установки специальных конструкций уплотнений.

Однако конструкторы турбин не исчерпали своих возможностей по повышению виброустойчивости создаваемых турбоагрегатов. Так, весьма целесообразно пойти по пути создания РВД турбин с более высокими критическими частотами вращения. Логично создать лопаточный аппарат с нулевой реакцией на периферии рабочих лопаток, что резко снизит (или ликвидирует вообще) возможность возникновения аэродинамических возмущающих сил. Следует также работать над созданием оптимальной конструкции опорных подшипников скольжения. Практически не затронуты вопросы использования оптимальной конструкции самих опор подшипников, анизотропия которых может существенно повысить устойчивость системы, не говоря уже об использовании демпферных опор. Находится в стадии разработки

оптимальная конструкция надбандажных уплотнений, демпфирующая аэродинамические возмущающие силы без снижения экономичности турбины.

Главным направлением дальнейших исследований должно быть изучение аэродинамических возмущающих сил в проточной части турбин, в первую очередь «надбандажных» сил и способов их демпфирования, а также влияния эксплуатационных факторов на низкочастотную вибрацию. В целом проблема низкочастотной вибрации найдет свое успешное завершение, когда от возможности качественных оценок удастся перейти к количественным оценкам, т. е. к возможности надежных расчетов виброустойчивости создаваемых конструкций турбоагрегатов уже на стадии их проектирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абалаков Б. В., Банник В. П., Резников Б. И. Монтаж и наладка турбоагрегатов и вспомогательного оборудования машинного зала. — М.: Энергия, 1976.—320 с.
2. Абашидзе А. И., Беренштейн С. А., Сапожников Ф. В. Фундаменты паровых турбин. — М.: Госэнергоиздат, 1963.—335 с.
3. Абашидзе А. И., Литвин И. С. Исследования вибрационного состояния сборного железобетонного фундамента турбоагрегата мощностью 200 МВт. — Энергетическое строительство, 1965, № 1, с. 6—15.
4. Абашидзе А. И. Вопросы вибрационных исследований фундаментов под турбоагрегаты. — В кн.: Гидроэнергетическое строительство в горных условиях, вып. 2. — Тбилиси: ГрузНИИЭГС, 1974, с. 121—132.
5. Азбукин А. И. Балансировка роторов с большим небалансом. — Электрические станции, 1954, № 5, с. 34—37.
6. Аэродинамика проточной части паровых турбин/ Г. А. Матвеев, Г. Ф. Камнев, Н. М. Марков и др. — М.: Судпромгиз, 1961.—256 с.
7. Балансировка роторов турбоагрегатов на разгонно-балансировочном стенде/ Е. В. Урьев, А. В. Урьев, М. И. Львов, В. И. Власов. — Энергомашиностроение, 1976, № 4, с. 24—26.
8. Брановский М. А., Лисицын И. С., Сивков А. П. Исследование и устранение вибрации турбоагрегатов. — М.: Энергия, 1969.—143 с.
9. Брановский М. А., Сивков А. П. Методы оценки и повышения эффективности балансировки роторов турбогенераторов. — В кн.: Исследование и устранение вибраций турбоагрегатов. — М.: Энергия, 1972, с. 83—91.
10. Васильев Ю. В. О когерентности сигнала и помех. — В кн.: Конференция молодых специалистов/ Совет НТОЭП при ВТИ. — М.: ВТИ, 1966, с. 44—53.
11. Васильева Р. В. Некоторые вопросы точности автоматического контроля параметров вибраций в энергетическом машиностроении. — Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. — М.: (ЦНИИТМАШ), 1963.
12. Васильева Р. В., Рунов Б. Т. Надежность контроля вибраций турбоагрегатов. — Электрические станции, 1971, № 2, с. 44—47.
13. Васильева Р. В., Цеханский К. Р., Макаров Б. В. Аппаратура для контроля вибрации газотурбинных двигателей. — В кн.: Вибрационная техника, вып. 1. — М.: МДНТП имени Ф. Э. Дзержинского, 1969, с. 37—43.
14. Вибрационное состояние блочных турбоагрегатов/ Б. Т. Рунов, Э. А. Дон, Л. Б. Меерович и др. — В кн.: Котельные и турбинные установки энергетических блоков/ Под ред. В. Е. Дорожука. — М.: Энергия, 1971, с. 192—201.

15. **Вибрационные характеристики турбоагрегата 500 МВт/ Б. Т. Рунов, Г. С. Коваль, А. В. Салимон, В. И. Кораблев.** — Электрические станции, 1977, № 6, с. 30—34.

16. **Вильнер П. Д.** Виброскорость как критерий вибрационной напряженности упругих систем. — Проблемы прочности, 1970, № 9, с. 42—45.

17. **Вильсон Кер У.** Вибрационная техника. — М.: Машиностроение, 1963.—415 с.

18. **Вишневецкий М. Г.** Некоторые результаты исследований сегментного опорного подшипника. — Энергомашиностроение, 1974, № 2, с. 43—45.

19. **Гальперин Е. А., Микунис С. И., Мардер Б. О.** Оценка точности решения задачи уравнивания многоопорных роторов с применением ЭВМ. — В кн.: Теория и практика балансировочной техники. — М.: Машиностроение, 1973, с. 151—157.

20. **Гольдин А. С.** Балансировка многоопорных валопроводов в условиях электростанций. — В кн.: Теория и практика уравнивания машин и приборов. — М.: Машиностроение, 1970, с. 177—184.

21. **Гольдин А. С.** Использование ЭВМ при уравнивании турбоагрегатов. — В кн.: Теория и практика балансировочной техники. — М.: Машиностроение, 1973, с. 51—60.

22. **Гробов В. А.** Асимптотические методы расчета изгибных колебаний валов турбомашин. — М.: Изд-во АН СССР, 1961.— 166 с.

23. **ГОСТ 15939-70.** Устройства виброизмерительные с пьезоэлектрическими измерительными вибропреобразователями. Методы и средства поверки.

24. **ГОСТ 16826-71.** Приборы виброизмерительные. Основные параметры.

25. **ГОСТ 20417-75.** Техническая диагностика. Общие положения о порядке разработки систем диагностирования.

26. **ГОСТ 20844-75.** Аппаратура виброизмерительная с пьезоэлектрическими виброизмерительными преобразователями. Классификация. Основные параметры. Технические требования.

27. **ГОСТ 20911-75.** Техническая диагностика. Основные термины и определения.

28. **ГОСТ 22061-76.** Машины и технологическое оборудование. Системы классов точности балансировки. Основные положения.

29. **ГОСТ 533-76.** Генераторы электрические паротурбинные (турбогенераторы). Общие технические условия.

30. **ГОСТ 8245-77.** Виброметры с индукционными преобразователями. Методы и средства поверки.

31. **Гусаров А. А.** Балансировка гибких роторов с распределенной массой. — М.: Наука 1974. — 142 с.

32. **Ден-Гартог Дж. П.** Механические колебания. — М.: Физматгиз, 1960.—560 с.

33. **Денисов Э. И.** Зависимость импеданса от силы нажима и позы при моделировании работы вибрирующим инструментом. Научные основы нормирования вибраций. — М.: МДНТП имени Ф. Э. Дзержинского, 1968, с. 44—46.

34. **Диментберг Ф. М.** Изгибные колебания вращающихся валов. — М.: Изд-во АН СССР, 1958.—247 с.

35. **Диментберг Ф. М., Шаталов К. Т., Гусаров А. А.** Колебания машин. — М.: Машиностроение, 1964.—308 с.

36. **Динамические характеристики опор валопроводов мощных энергетических турбоагрегатов/ И. И. Орлов, В. Я. Кальменс, Г. С. Витахова и др.**— Энергомашиностроение, 1975, № 10, с. 6—8.

37. **Дон Э. А.** Исследование влияния несоосности опор валопровода на вибрацию мощных турбоагрегатов.— Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук.— М.: ВТИ, 1977.

38. **Дмитриев Е. И.** Измерение малых перемещений индуктивным методом.— М.: Изд-во АН СССР, 1945.—120 с.

39. **Закржевский М. В.** Вынужденные колебания неуравновешенного ротора на упругих опорах с нелинейной характеристикой.— В кн.: Вопросы динамики и прочности, вып. 14.—Рига: Знание, 1967, с. 36—42.

40. **Зиле А. З., Руденко М. Н.** Исследование влияния направления нагрузки на характеристики подшипников скольжения и устойчивость роторов паровых турбин.— Энергомашиностроение, 1975, № 6, с. 38—41.

41. **Зиле А. З., Руденко М. Н., Малоховский Е. Е.** Устойчивость роторов на сегментных подшипниках скольжения.— Машиноведение, 1976, № 1, с. 23—29.

42. **Зиле А. З.** Исследование влияния радиальных подшипников скольжения на устойчивость роторов мощных паровых турбин.— Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук.— М.: 1978 (ВТИ).

43. **Зурнаджи В. В., Николаев В. В.** Механика грунтов, основания и фундаменты.— М.: Высшая школа, 1967.—416 с.

44. **Исследование полей давления в камерах ступеней регенеративных отборов паровой турбины/ А. Г. Прокопенко, А. В. Лазаренко, А. С. Полийчук и др.**— Теплоэнергетика, 1969, № 5, с. 41—43.

45. **Иориш Ю. И.** Методы оценки достоверности результатов измерения вибраций.— В кн.: Вибрационная техника, вып. 1.— М.: МДНТП имени Ф. Э. Дзержинского, 1963, с. 24—47.

46. **Иориш Ю. И.** Виброметрия.— М.: Машиностроение, 1965.— 773 с.

47. **Кальменс В. Я.** Расчет критических скоростей многопролетного ротора с учетом податливости опор и масляной пленки.— Энергомашиностроение, 1959, № 5, с. 8—13.

48. **Кальменс В. Я.** Исследование автоколебаний гибких роторов на подшипниках скольжения.— В кн.: Колебания валов на масляной пленке.— М.: Наука, 1968, с. 48—61.

49. **Клюев В. В., Карпов В. И.** Исследование параметров токовых датчиков вибросмещения.— В кн.: Вибрационная техника, вып. 2.—М.: МДНТП имени Ф. Э. Дзержинского, 1965, с. 57—66.

50. **Ковалев И. А., Кальменс В. Я., Витахова Г. С.** Устойчивость ротора мощного турбоагрегата в подшипниках с подвижными сегментами под действием сил, действующих в проточной части.— Энергомашиностроение, 1974, № 5, с. 9—14.

51. **Коваль Г. С., Кораблев В. И.** Влияние упругой анизотропии опор легконагруженного ротора на устойчивость его движения.— Тр. ВТИ, 1977, вып. 17, с. 48—55.

52. **Коднир П. С.** Расчет грузоподъемности подшипников скольжения.— Тр. ЦНИИТмаш, 1948, кн. 13.

53. **Коровчинский М. В.** Устойчивость равновесного положения

шип на смазочном слое.— В кн.: Трение и износ в машинах, вып. 9.— М.: Изд-во АН СССР, 1962.

54. Костюк А. Г., Шатохин В. Ф. Колебания турбоагрегата на фундаменте, вызываемые неуравновешенностью валопровода.— Теплоэнергетика, 1971, № 12, с. 79—82.

55. Костюк А. Г. Теоретический анализ аэродинамических сил в лабиринтовых уплотнениях турбомашин.— Теплоэнергетика, 1972, № 11, с. 29—33.

56. Костюк А. Г. Надбандажные циркуляционные силы и их влияние на пороговую мощность крупных турбоагрегатов.— Теплоэнергетика, 1975, № 3, с. 41—46.

57. Костюк А. Г., Шатохин В. Ф., Иванов Н. М. Расчет пороговой мощности крупных турбоагрегатов.— Теплоэнергетика, 1974, № 3, с. 15—19.

58. Куинджи А. А., Колосов Ю. А., Народицкая Ю. И. Автоматическое уравнивание роторов быстроходных машин.— М.: Машиностроение, 1974.—152 с.

59. Курилович Л. В., Перчанок Б. Х., Руденко В. И. Вибрационные характеристики статоров турбогенераторов серии ТВВ.— Электротехника, 1970, № 1, с. 37—39.

60. Кушуль М. Я., Шляхтин А. В. Уравнивание гибких роторов.— Изв. АН СССР. Механика и машиностроение, 1964, № 2, с. 61—77.

61. Лещенко В. Е., Шмелев В. А. Некоторые вопросы оценки методов виброизмерений.— В кн.: Вибрационная техника, вып. 1.— М.: МДНТП имени Ф. Э. Дзержинского, 1969, с. 3—11.

62. Лисицын И. С. Применение метода исключения Гаусса к решению задачи уравнивания системы связанных роторов турбоагрегатов.— В кн.: Вибрационная техника.— М.: МДНТП имени Ф. Э. Дзержинского, 1969, вып. 2, с. 28—30.

63. Лукашин Ю. В. О поперечной чувствительности пьезоэлектрических акселерометров.— В кн.: Вибрационная техника. М.: МДНТП имени Ф. Э. Дзержинского, 1966, с. 62—72.

64. Макаричев В. В. Фундаменты под турбогенераторы.— М.: Госэнергоиздат, 1951.—248 с.

65. Максимов А. И., Рунов Б. Т. Развитие международной стандартизации в области вибрации.— Электрические станции, 1978, № 4, с. 20—24.

66. Максимов С. П. Самовозбуждающиеся колебания на масляной пленке.— В кн.: Колебания валов на масляной пленке.— М.: Наука, 1968, с. 39—48.

67. Малинская Н. И. Особенности физиологического воздействия вибраций, положенные в основу нормирования.— В кн.: Научные основы нормирования вибраций.— М.: МДНТП имени Ф. Э. Дзержинского, 1968, с. 44—48.

68. Матвеев В. И., Реуцкий В. А. Величины остаточного дисбаланса при динамической балансировке турбомашин.— В кн.: Теория и практика уравнивания машин и приборов.— М.: Машиностроение, 1970, с. 184—190.

69. Методы поверки акселерометров, рекомендуемые к применению в испытательных лабораториях предприятий.— М.: Госстандарт, СССР, 1964.—28 с.

70. Микунис С. И., Лимар С. А. Уравнивание многоопорных роторов энергетических турбоагрегатов.— Машиноведение, 1970, № 5, с. 61—67.

71. Миренбург Л. А. Ремонт роторов турбогенераторов в станционных условиях. — М.: Госэнергоиздат, 1959.—212 с.

72. Молочек В. А. Ремонт паровых турбин. — М.: Энергия, 1968.—370 с.

73. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний. — М.: Машиностроение, 1972.—250 с.

74. Олимпиев В. И. Об устойчивости движения роторов на подшипниках скольжения. — Изв. АН СССР. Механика и машиностроение, 1963, № 2, с. 146—149.

75. Олимпиев В. И., Позняк Э. Л., Юрченко И. С. Экспериментальное и расчетное определения статических и динамических характеристик подшипников скольжения мощных турбоагрегатов. — Энергомашиностроение, 1976, № 6, с. 9—11.

76. Олимпиев В. И. Гидродинамические силы в бандажных уплотнениях паровых турбин. — Энергомашиностроение, 1976, № 7, с. 3—6.

77. Олимпиев В. И. Проблема борьбы с низкочастотной вибрацией валопровода энергетических паротурбинных агрегатов большой мощности. — Теплоэнергетика, 1978, № 9, с. 8—13.

78. Орлов И. И. Некоторые вопросы методики и результаты исследований по определению динамической податливости опор валопроводов мощных турбоагрегатов. — Тр. ЦКТИ, 1969, вып. 97, с. 11—21.

79. Певзнер Л. А. Изучение вибрации как случайного процесса. — В кн.: Вибрационная техника, вып. 2. — М.: МДНТП имени Ф. Э. Дзержинского, 1962, с. 3—57.

80. Петрович В. И. Повышение точности измерений при исследованиях и устранении вибрации блочных турбоагрегатов. — Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. — М.: 1971 (ВТИ).

81. Повышение вибрационной надежности турбоагрегатов К-300-240 ХТГЗ/ Б. Т. Рунов, Э. А. Дон, Л. Б. Меерович и др. — Электрические станции, 1969, № 10, с. 33—37.

82. Позняк Э. Л. Исследование устойчивости движения роторов на подшипниках скольжения. — Изв. АН СССР. Механика и машиностроение, 1963, № 2, с. 102—120.

83. Позняк Э. Л. Упрощенный численный метод расчета характеристик подшипников скольжения произвольной формы. — Машиноведение, 1966, № 2, с. 21—25.

84. Позняк Э. Л., Цырлин А. Л. Вынужденные колебания и устойчивость произвольных роторных систем на подшипниках скольжения. — Инженерный журнал. Механика твердого тела, 1967, № 2, с. 25—38.

85. Позняк Э. Л. Влияние масляного слоя в подшипниках скольжения на устойчивость и критические скорости высокоскоростных роторов. — В кн.: Колебания машин на масляной пленке. — М.: Изд-во АН СССР, 1968, с. 10—39.

86. Позняк Э. Л. Динамика роторов на подшипниках скольжения. — Автореф. дис. на соиск. учен. степени д-ра техн. наук. — М.: 1971 (МЭИ).

87. Проблемы виброустойчивости конструкций статоров мощных турбогенераторов/ Л. Я. Станиславский, Л. Г. Гаврилов, В. М. Лембриков, В. М. Рабинович. — Электричество, 1967, № 1, с. 6—12.

88. Растрюгин Л. А. Автоматическая балансировка роторов методом случайного поиска. — Тр. семинара по ТММ, вып. 89—90. — М.: Институт машиноведения АН СССР, 1962, с. 5—13.

89. Рауш Э. Фундаменты машин. — М.: Стройиздат, 1965. — 420 с.

90. Ржезников Ю. В., Бойцова Э. А., Кузьменко О. А. Определение на статической модели коэффициентов жесткости поперечной циркуляционной силы в паровых турбинах. — Теплоэнергетика, 1977, № 2, с. 42—47.

91. Рудашевский Г. Е. Мостиковые и трансформаторные индуктивные схемы в применении к измерениям малых деформаций. — Тр. СИАН СССР, № 84, 1938.

92. Руководящие указания по балансировке роторов турбоагрегатов в собственных подшипниках/ М. А. Брановский, М. М. Исакович, И. С. Лисицын и др. — М.: Энергия, 1967. — 127 с.

93. Рунов Б. Т. Уравновешивание турбоагрегатов на электростанциях. — М.: Госэнергоиздат, 1963. — 224 с.

94. Рунов Б. Т. Вопросы развития исследований и устранения вибраций паровых турбоагрегатов. — В кн.: Ремонт оборудования гурбинных цехов электростанций. — М.: Энергия, 1966, с. 149—168.

95. Рунов Б. Т., Дон Э. А. Влияние вакуума и веса воды в конденсаторе на центровку турбоагрегата К-200-130 ЛМЗ. — Электрические станции, 1968, № 7, с. 81—82.

96. Рунов Б. Т., Дон Э. А., Карасев В. И. Тепловая расцентровка турбоагрегатов К-200-130+ТГВ-200. — Энергомашиностроение, 1968, № 9, с. 14—17.

97. Рунов Б. Т., Дон Э. А. Пути повышения вибрационной надежности современных турбоагрегатов. — В кн.: Вибрационная техника. — М.: МДНТП имени Ф. Э. Дзержинского, 1969, с. 193—198.

98. Рунов Б. Т. О некоторых вибрационных параметрах турбоагрегатов. — В кн.: Вибрационная техника. — М.: МДНТП имени Ф. Э. Дзержинского, 1969, с. 185—192.

99. Рунов Б. Т. К вопросу установления нормативных величин вибрации подшипников. — В кн.: Сборник докладов конференции НТО и ЭП. — М.: ВТИ, 1969, с. 241—249.

100. Рунов Б. Т. Критерий нормирования вибраций. — В кн.: Сборник докладов конференции НТОЭП. — М.: ВТИ, 1969, с. 233—241.

101. Рунов Б. Т., Новиков А. Б. Аппаратура для комплексных исследований вибраций крупных паровых турбоагрегатов. — В кн.: Датчики и виброизмерительная аппаратура. — Киев: Знание, 1969, с. 3—12.

102. Рунов Б. Т., Дон Э. А. Влияние эксплуатационных режимов на работу опорных подшипников мощных паровых турбин. — Энергомашиностроение, 1970, № 1, с. 15—17.

103. Рунов Б. Т. Нормирование вибраций паровых турбоагрегатов. — В кн.: Теория и практика уравновешивания машин и приборов. — М.: Машиностроение, 1970, с. 320—332.

104. Рунов Б. Т., Дон Э. А. Комплексные динамические исследования турбоагрегата К-300-240+ТГВ-320-2 ЛМЗ «Электро-сила». — В кн.: Третья конференция НТОиЭП. Сборник докладов. — М.: ВТИ, 1970, с. 19—28.

105. Рунов Б. Т. Аппаратура для комплексных исследований вибраций крупных паровых турбоагрегатов. — В кн.: Теория и прак-

тика уравнивания машин и приборов. — М.: Машиностроение, 1970, с. 427—432.

106. Рунов Б. Т., Дон Э. А. Влияние эксплуатационных факторов на центровку турбоагрегата мощностью 300 МВт. — В кн.: Исследование и устранение вибраций турбоагрегатов. — М.: Энергия, 1972, с. 30—36.

107. Рунов Б. Т., Дон Э. А. О работе подшипников турбины К-300-240 ЛМЗ. — Электрические станции, 1972, № 2, с. 23—26.

108. Рунов Б. Т. Уравнивание жестких роторов на месте их установки. — В кн.: Основы балансировочной техники. Т. 1. — М.: Машиностроение, 1975, с. 171—220.

109. Рунов Б. Т. Уравнивание гибких роторов турбогенераторов. — В кн.: Основы балансировочной техники. — Т. 2. — М.: Машиностроение, 1975, с. 115—179.

110. Рунов Б. Т., Зиле А. З., Руденко М. Н. Об устойчивости роторов высокого давления паровых турбин. — Электрические станции, 1976, № 6, с. 35—39.

111. Рунов Б. Т., Зиле А. З. Низкочастотная вибрация роторов крупных паровых турбин и методы ее устранения. — В кн.: Вибрационная техника. — М.: МДНТП имени Ф. Э. Дзержинского, 1977, с. 153—159.

112. Рунов Б. Т., Меерович Л. Б. Разработки норм вибраций турбоагрегатов. — Электрические станции, 1978, № 10, с. 30—37.

113. Рунов Б. Т., Меерович Л. Б. Вопросы эксплуатационного контроля вибраций роторов турбоагрегата. — В кн.: Вибрационная техника. — М.: МДНТП имени Ф. Э. Дзержинского, 1978, с. 27—35.

114. РТМ 108.021.102—76. Турбины паровые энергетические. Фундаменты турбоагрегатов мощностью 135 тыс. кВт и более при частоте вращения 3000 об/мин. Технические требования.

115. Салимон А. В., Тараканов В. М. Об уменьшении числа пробных пусков при многоплоскостной балансировке валопроводов турбоагрегатов. — Электрические станции, 1978, № 1, с. 42—45.

116. Салимон А. В., Тараканов В. М. К вопросу о расчете уравнивающих грузов при многоплоскостной балансировке роторов турбоагрегатов. — Электрические станции, 1979, № 7, с. 46—50.

117. Самойлов В. А. Вибрация агрегатов электростанций и балансировка роторов. — М.: Госэнергоиздат, 1949. — 160 с.

118. Сверчков А. Н. Ремонт и наладка паровых турбин. — М.: Госэнергоиздат, 1954. — 532 с.

119. Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении. Руководящие указания, вып. 16. — Л.: ЦКТИ, 1967. — 219 с.

120. Прибор ИВР-3 для контроля роторов паровых турбин/ В. С. Селюгин, Г. С. Ковель, В. И. Кораблев и др. — Энергетик, 1970, № 2, с. 11—13.

121. Сергеев С. И. Динамика криогенных турбомашин с подшипниками скольжения. — М.: Машиностроение, 1973. — 303 с.

122. Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В. Курс теории вероятности и математической статистики для технических приложений. — М.: Наука, 1969. — 511 с.

123. Сорокин Е. С. Динамика междуэтажных перекрытий. — М.: Стройиздат, 1941.—240 с.

124. Сорокина Р. Ф. Оценка эффективности автоматического контроля вибраций турбоагрегатов. — Электрические станции, 1972, № 3, с. 73—74.

125. Стандарт СЭВ 1367-78. Механические вибрации машин с рабочей частотой вращения от 10 до 200 с⁻¹. Основные указания по оценке интенсивности вибраций.

126. Стандарт СЭВ 1368-78. Механические вибрации крупных роторных машин с рабочей частотой вращения от 10 до 200 с⁻¹. Оценка интенсивности вибраций в рабочих условиях.

127. Ступель Ф. А. Индуктивные и индукционные преобразователи механических величин. — Харьков: изд-е ХГУ, 1958.— 101 с.

128. Тондл А. Динамика роторов турбогенераторов. — М.: Энергия, 1971.—387 с.

129. Труды Центрального котлотурбинного института имени И. И. Ползунова, вып. 44.—Л.: ЦКТИ, 1964.—167 с.

130. Трунин Е. С., Сапук В. В. Анализ комплексных динамических коэффициентов влияния современных турбоагрегатов. — Изв. АН Казахской ССР. Физика — математика, 1973, № 1.

131. Туричин А. М. Электрические измерения неэлектрических величин. — М.: Энергия, 1966.—690 с.

132. Урусов В. С. Исследование вибрационных методов обнаружения дефектов в действующем оборудовании. — Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. — М.: 1977 (ЦНИИТмаш).

133. Фридлянд В. И. Аппаратура для измерения относительной вибрации валов турбоагрегатов. — Энергомашиностроение, 1974, № 5, с. 35—36.

134. Фридман В. М., Привалова О. В. Метод расчета колебаний пространственной стержневой конструкции. — Тезисы докладов всесоюзной конференции «Повышение надежности системы турбоагрегат — Фундамент — основание мощных энергоблоков тепловых электростанций». — М.: Информэнерго, 1975, с. 32—33.

135. Хазан С. И. Турбогенераторы, их повреждение и ремонт. — М.: Энергия, 1971.—644 с.

136. Цейтлин Б. В. Расчет вынужденных колебаний рамного фундамента. — Тезисы докладов всесоюзной конференции «Повышение надежности системы турбоагрегат — фундамент — основание мощных энергоблоков тепловых электростанций». — М.: Информэнерго, 1975, с. 36—38.

137. Цеханский К. Р. Исследования качества крепления пьезодатчиков на их технические характеристики. — В кн.: Вибрационная техника, вып. 1.—М.: МДНТИ имени Ф. Э. Дзержинского, 1969.— с. 123—128.

138. Электронные измерительные приборы. Каталог фирмы RFT (ГДР), 1976.—102 с.

139. Юлиш К. Динамическая балансировка роторов на опорах с нелинейной характеристикой. — В кн.: Теория и практика уравнивания машин и приборов. — М.: Машиностроение, 1970, с. 126—134.

140. Ямпольский И. Д., Делятицкий В. Р., Сидоренко М. Г. Экспериментальное определение коэффициентов жесткости и демпфирования масляной пленки в подшипниках скольжения. — Машиноведение, 1975, № 5, с. 28—30.
141. Яновский М. М. Конструирование и расчет на прочность деталей паровых турбин. — М.: Изд-во АН СССР, 1948.—646 с.
142. Alford S. Protecting Turbomachinery from Selexcated Rotor Whirl. — Trans. ASME, J. of Eng. for Power, 1965, № 10, p. 333—344.
143. Basel C. Zum elektrischen Messen mechanischer Grössen. — Elektrotechnik und Maschinenbau, 1952, Bd 69, № 13, S. 352—355; № 15—17, S. 389—393.
144. Becker H. Auswuchtverfahren und die Kenn- und Messgrößen der Auswuchttechnik. — ATM, 1960, Bd 8224—12—13—14—15, № 247, S. 209—212; № 299, S. 257—260, № 301, S. 43—46, № 303, S. 87—90.
145. Broch L. T. Mechanical Vibration and Shock Measurements. — The Application of the Bruel and Kjaer Measuring Systems, 1972, p. 211.
146. Calaterra P. C. Problems in Getting Consistent Results in Testing. — Inst. Environment. Sci. Annual Techn. Mut. Proc., 1965.
147. Federn K. Erfahrungen, Richtlinien und Gütemasstabe für die Beurteilung von Maschinenschwingungen. — Konstruktion, 1958, № 8, S. 289—298.
148. Federn K. Aktuelle Grundsatz- und Verfahrensfragen der Auswuchttechnik. — Der Ingenieur, 1962, № 1—3, S. 1—17.
149. Gillenieke I. — Feder- und Dämpfungskonstanten von Gleitlagern und deren Einfluss auf die Schwingungsverhalten eines einfachen Rotors. — Diss. Technische Hochschule, Karlsruhe, 1966.
150. Goodman T. P. A Least-Squares Method for Computing Balance Corrections. — Trans. ASME, Ser. B, 1967, № 3.
151. Hagg A. C., Sankey G. O. Oil Film Properties for Unbalance Vibration Calculations. — Journal of Applied Mechanics, 1965, vol. 23, p. 302—306.
152. Hauch L. T. Computer-aided Vibration Analysis. — Mechanical Engineering, 1975, vol. 97, № 17.
153. Höttinger — Baldwin Co. Catalog, 1972.
154. Hübner E. Das Auswuchten elastischer Rotoren, ein Problem der Strukturanalyse. — Ing. — Archiv, 1961, Bd 30, № 1.
155. Hübner G. Über die Schwingungsverhalten von Wechselstrommaschinen — Ständern mit Rundschnitt-Blechpaketen. — ETZ, Bd 80, 1959, № 2.
156. Den Hartog J. P. The Balancing of Flexible Rotors. — Air, Space and Instrumentation, 1963, № 4, p. 1—18.
157. Hummel C. Kritische Drehzahlen als Folge der Nachgiebigkeit des Oelposters in Lager. — Schweizerische Bauzeitung, 1925, Bd 25, S. 265.
158. International Electronical Commission. TC-5: Steam Turbines. Draft — Vibration Measurement. 5. (Germany) 17: Geneva, November, 1978.

159. **International Standard ISO—1940.** Balance Quality of Rotating Rigid Bodies: ISO, 1973.

160. **International Standard ISO-2372.** Mechanical Vibration of Machines with Operating Speeds from 10 to 200 rps.—Basis for Specifying Evaluation Standards: ISO, 1974.

161. **International Standard ISO—3945.** Mechanical Vibration of Large Rotating Machines with Rotational Operating Speeds from 10 to 200 rps.—Measurement and Evaluation of Vibration Severity in Situ: ISO, 1975.

162. **International Standard ISO 2954.** Mechanical Vibration of Rotating and Reciprocating Machinery—Requirements for Instruments for Measuring Vibration Severity: ISO, 1975.

163. **Kollmann K., Glienicke T.** Experimentelle Ermittlung der Feder- und Dampfungskonstanten von Turbinenlagern. — *Motor-technische Zeitschrift*, 1968, Bd 29, № 4, S. 123—129.

164. **Krämer R. E.** Selbsterregte Schwingungen von Wellen infolge von Querkräften. — *BWK*, 1968, № 7, S. 307—312.

165. **MB Manufacturing Co.** Vibration Pickups and Meters. — *Bulletin MB*, № 124 E: New Haven, 1961.

166. **Meldahl A.** Auswuchten elastischer Rotoren. — *ZAMM*, 1954, Bd 34, № 8/9, S. 317—318.

167. **Mitchell J. S.** Vibration Analysis—its Evolution and Use in Machinery Health Monitoring. — *Endevco Tech. Paper TP-265*.

168. **Newkirk B. L., Lewis I. F.** Oil Film Whirl. An Investigation of Disturbances due to Oil Film in Journal Bearings. — *Trans. ASME*, 1956, № 4, p. 21—29.

169. **Peters G.** Entwicklung eines Verfahrens zur Bestimmung von Spaltwerten und Wellenschwingungen im Innern thermischer Turbomaschinen. — *VGB Kraftwerkstechnik*, 1976, Bd 55, № 10.

170. **Piltz E.** Belastungen von Dampfturbinenlaufrädern bei Auslenkungen der Welle. — *Konstruktion*, 1972, № 4, S. 141—148.

171. **Piltz E.** Einfluss von Dampfbelastungen an die Stabilitätsgrenze einer einstufigen Modellturbine. — *Konstruktion*, 1973, № 4, S. 130—135.

172. **Pollmann E.** Stabilität einer in Gleitlagern rotierenden Welle mit Spalterregung. — *VDI—Z*, Reihe 1, 1969, № 15, S. 35.

173. **Schaffrath G.** Das Gleitlager mit beliebiger Schmeirsspaltform. Diss. Technische Hochschule, Karlsruhe, 1967.

174. **Someya T.** Schwingungs- und Stabilitätsverhalten einer in zylindrischen Gleitlagern laufenden Welle mit Unwucht. — *VDI—Forschungsheft*, 1965, № 510.

175. **Stodola A.** Kritische Wellenstörung infolge der Nachgiebigkeit der Oelposts in Lager. — *Schweizerische Bauzeitung*, 1925, № 85, S. 265.

176. **Stodola A.** Kritisch Wellenstörung infolge der Nachgiebigkeit der Oelposts in Lager. — *Schweizerische Bauzeitung*, 1925, № 85, S. 265.

177. **Stodola A.** Dampf und Gasturbinen. — *J. Springer*, Berlin, 1924, S. 1123.

178. **Tasney R. Mc., Rio R. A., Troha W. A.** Turbine Engine Automated Trim Balancing and Vibration Diagnostics. — ASME Publication, 78—GT—129 N. Y., 1978.

179. **Thomas H. J.** Instabile Eigenschwingungen von Turbinenläufern, angefacht durch die Spaltströmung in Stopfbüchsen und Beschaufelungen. — Bull. d. IAIM, 1958, № 1/12, S. 1039—1063.

180. **Thomas H. J.** Grenzleistungsprobleme bei thermischen Turbomaschinen. — Mitteilungen der VGB, 1971, № 4, S. 286—293.

181. **Thomas H.-J., Urlich K., Wohlrab R.** Läuferinstabilität bei thermischen Turbomaschinen infolge Spalterregung. — VGB Kraftwerktechnik, 1976, № 6, S. 377—383.

182. **Timo D. P.** Oil Whip. What it is and how to prevent it. — Product. Eng., 1953, vol. 24, № 2.

183. **Vibro-meter A. G.** Katalog: Schweiz, 1967—1969.

184. **Vogelpohl G.** Betriebssichere Gleitlager. Berlin, 1958.

185. **Wiemer A., Lehmann R.** Theoretische Untersuchungen über die indikative Messung kleiner Wage mittels Doppeldrossel. — Feingerätetechnik, 1954, № 7, S. 291—297.

186. **Winter C.-J.** Instabile Bewegungen von Turbinenläufern infolge lastabhängiger Erregerkräfte. — Energie und Technik, 1969, № 1, S. 7—12.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава первая. Измерение вибрации	6
1.1. Характеристики вибрации паровых турбоагрегатов и требования к аппаратуре для ее исследования	6
1.2. Классификация методов вибропреобразования и их сравнительная оценка	18
1.3. Методы проверки используемой в энергетике виброаппаратуры и ее характеристики	24
1.4. Рациональная схема измерений вибрации при комплексных динамических исследованиях турбоагрегатов	34
1.5. Специальная аппаратура для комплексных исследований вибрации турбоагрегатов	41
Глава вторая. Нормирование вибрации	55
2.1. Цель нормирования вибрации	55
2.2. Анализ вибрационного состояния турбоагрегатов	56
2.3. Оптимальный критерий оценки интенсивности вибрации элементов статоров турбоагрегатов	67
2.4. Количественные нормативные значения интенсивности вибрации опор подшипников турбоагрегатов	91
2.5. Нормирование вибрации роторов и фундаментов турбоагрегатов	102
Глава третья. Причины повышенной вибрации турбоагрегатов	108
3.1. Принципы классификации основных причин вибрации турбоагрегатов	108
3.2. Силы, вызывающие вибрацию турбоагрегатов	109
3.3. Влияние динамических характеристик системы валопровод — опоры — статор — основание турбоустановок и их элементов на вибрационное состояние	116
3.4. Влияние эксплуатационных факторов на вибрационное состояние турбоагрегатов	143
Тепловые деформации фундаментов	143
Условия работы смазочного слоя подшипников турбин	154
Влияние конструкций и условий эксплуатации соединительных муфт	162
Влияние несоосности жесткосвязанных валопроводов. Допуск на несоосность	175
Влияние электромагнитных сил и неравномерного нагрева ротора генератора	183

Глава четвертая. Методы исследований причин вибрации турбоагрегатов	195
4.1. Цель вибрационных исследований	195
4.2. Аналитические методы вибрационных исследований	199
4.3. Определение динамических характеристик опорных конструкций турбоагрегатов перед пуском в эксплуатацию	206
4.4. Вибрационные исследования при постоянном режиме эксплуатации турбоустановки	209
4.5. Вибрационные исследования при переменных режимах эксплуатации турбоустановки	215
4.6. Вибрационная диагностика турбоагрегатов	233
Глава пятая. Балансировка роторов	238
5.1. Методы балансировки жестких роторов	238
5.2. Особенности колебаний гибких двухопорных роторов и теория их балансировки	242
5.3. Практические методы балансировки гибких двухопорных роторов на месте их установки	248
5.4. Балансировка роторов с тепловой неустойчивостью	257
5.5. Теория балансировки гибких многоопорных валопроводов	262
5.6. Аналитические исследования вынужденных колебаний валопровода современного турбоагрегата	270
5.7. Расчетно-экспериментальный метод балансировки гибких многоопорных валопроводов	287
5.8. Автоматизация процесса балансировки	292
5.9. Оценка эффективности балансировки роторов	295
Глава шестая. Компенсация сил, вызывающих низкочастотную вибрацию турбоагрегатов	298
6.1. Устойчивость роторов на масляной пленке подшипников скольжения при отсутствии аэродинамических возмущающих сил	298
6.2. Аэродинамические циркуляционные силы	310
6.3. Устойчивость роторов при совместном воздействии циркуляционных сил масляной пленки подшипников и парового потока	320
6.4. Практика устранения низкочастотной вибрации турбоагрегатов на электростанциях	328
Список литературы	339

БОРИС ТИХОНОВИЧ РУНОВ
ИССЛЕДОВАНИЕ И УСТРАНЕНИЕ ВИБРАЦИИ
ПАРОВЫХ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Редактор *Н. Ф. Комаров*
Редактор издательства *П. Н. Назаренко*
Переплет художника *В. Н. Забайрова*
Технический редактор *В. В. Хапаева*
Корректор *З. Б. Драновская*
ИБ № 2273

Сдано в набор 12.02.82 Подписано в печать 29.04.82 Т-10132
Формат 84×108¹/₃₂ Бумага типографская № 3 Гарн. шрифта литературная
Печать высокая Усл. печ. л. 18,48 Усл. кр.-л. 18,48 Уч.-изд. л. 20,32
Тираж 4500 экз. Зак. 38 Цена 1 р. 39 к.

Энергоиздат, МЗМ4, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Московская типография № 10 Союзполиграфпрома при Государствен-
ном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной
торговли. МЗМ4, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10