

A.S. GOLDIN

**VIBRATION
OF ROTATING
MACHINES**



Москва «Машиностроение» 1999

А.С. ГОЛЬДИН

**ВИБРАЦИЯ
РОТОРНЫХ
МАШИН**



Москва «Машиностроение» 1999

УДК 621.752
ББК 22.23
Г63

799-35780

Рецензент проф, д-р техн. наук Е.В. Урьев

Г63 Гольдин А.С.
Вибрация роторных машин. М.: Машиностроение, 1999, 344 с.

Изложены вопросы контроля вибрации, вибродиагностики, виброналадки и профилактики повышенной вибрации роторных машин, а также балансировки роторов и валопроводов. Представлены основные сведения по теории колебаний и виброметрии. Рассмотрены причины и источники вибрации.

Восьмая глава содержит описания эпизодов из инженерной практики автора, связанных с наиболее интересными и сложными случаями диагностирования причин вибрации и снижения ее интенсивности.

Книга предназначена для специалистов, занятых производством работ, связанных с вибрацией роторных машин в условиях их эксплуатации, ремонта и наладки. Книга будет полезной студентам старших курсов. Вопросы, рассмотренные в книге, представляют интерес для инженеров, занятых проектированием, изготовлением, эксплуатацией и ремонтом роторных машин.

ISBN 5-217-02927-7

© А.С. Гольдин, 1999
© Издательство "Машиностроение", 1999

ПРЕДИСЛОВИЕ

Быстрое совершенствование средств и методов вибродиагностики, балансировки и виброналадки роторных машин на основе использования современных компьютерных технологий в последние годы не было в достаточной мере подкреплено появлением соответствующей технической литературы прикладного назначения. Это создало острый дефицит необходимых книг и породило распространение разнообразных рукописей коммерческого назначения, которые, мягко говоря, не соответствуют по техническому уровню элементарным требованиям и по многим вопросам вводят читателя в заблуждение.

Потребность в книге практического содержания по вопросам вибрации роторных машин и настойчивые требования моих коллег побудило меня написать эту книгу. В качестве прототипа была взята хорошо известная в кругу специалистов-практиков книга автора "Устранение вибраций турбоагрегатов на электростанциях", (М.: Энергия, 1980). В процессе работы над книгой от прототипа пришлось весьма существенно отойти в связи с необходимостью, во-первых, полностью обновить его содержание, во-вторых, значительно расширить круг рассматриваемых вопросов и, в-третьих, воспользоваться возможностью увеличения объема книги для более подробного изложения материала.

Автор постарался в доступной форме объяснить физические процессы, сопровождающие вибрационные явления в роторных машинах, чтобы читатель смог сам в процессе своей работы сознательно разбираться с непростыми вопросами вибрации оборудования. Достаточно подробно рассмотрены технологические вопросы, связанные с вибрацией роторных машин: контроль вибрации, балансировка, вибродиагностика, предупреждение повышенной вибрации и виброналадка. В книге приводятся необходимые сведения о виброаппаратуре и о ряде других, связанных с вибрацией машин, аппаратных средств. Изложение материала упрощено настолько, насколько автору удалось это сделать без ущерба для содержания книги, и в основном не требует от читателя специальной подготовки, в то же время автор рассчитывает, что читатель знаком по крайней мере с общими сведениями о конструкциях роторных машин, об их эксплуатации и технологии ремонта.

Содержание книги относится преимущественно к роторным машинам большой и средней мощности без поршневых узлов. Книга в основном базируется на материале, почерпнутом из практики создания и обслуживания оборудования тепловых электростанций. Последнее обстоятельство не столько сужает круг рассматриваемых проблем, сколько делает его достаточно универсальным, поскольку на тепловых

электростанциях используются роторные машины самых разнообразных конструкций с широчайшим диапазоном технологических функций и динамических свойств.

Книга адресуется прежде всего специалистам, осуществляющим в условиях производства работы, связанные с вибрацией роторных машин. Автор надеется, что она станет их настольной книгой. Книга также может использоваться в качестве учебника при подготовке и самоподготовке упомянутых специалистов.

Книга заинтересует инженеров, обслуживающих вращающееся оборудование и стремящихся расширить свой технический кругозор.

Автор надеется, что содержание книги будет небезынтересно и научным работникам, занятым проблемами вибрации роторных машин.

В создании книги автору большую помощь оказал д.т.н. Г. В. Зусман. Он отредактировал основное содержание главы 7 и написал ту ее часть, которая касается продукции НТЦ "ВиКонт". Автор выражает благодарность Г. В. Зусману и членам его семьи также за техническую помощь при работе над рукописью книги.

Автор благодарит И. И. Радчика за предоставленные материалы по балансировочным станкам и аппаратно-программным продуктам ТОО "Фирма ДИАМЕХ".

Автор выражает благодарность С. Б. Доставалову за любезное разрешение воспользоваться анализами вибрационных сигналов из научно-технических отчетов НПП СБД для необходимых иллюстраций к этой книге.

Автор благодарен С. И. Микунису за предоставленный список его публикаций и ценное их обсуждение.

Автор благодарит В. А. Пахомова за предоставленные данные из его архива по анализу вибрационных сигналов оборудования ТЭЦ-23 АО МОСЭНЕРГО, которые автор использовал в качестве иллюстраций.

Подготовка к печати рукописи книги была выполнена при содействии и участии В. А. Васильева, за что автор выражает ему свою благодарность.

Автор также посчитал необходимым перечислить в заключение некоторых своих коллег, специалистов высшей квалификации и ученых, многолетнее общение с которыми в той или иной мере повлияло на содержание этой книги (кое-кого из них, увы, уже нет в живых):

Л.Э. Альтшулер, В.Б. Беляев, М.А. Брановский, Ю.О. Глузштейн, Э.А. Дон, Ю.И. Задирако, А.З. Зиле, В.Я. Кальменс, И.А. Ковалев, С.А. Лимар, Б.Х. Перчанок, А.В. Салимон, А.П. Сергеев, Р.М. Соколин, С.С. Сперлин, М.В. Ступников, Б.Т. Рунов, Е.С. Трунин, Е.В. Урьев, В.Л. Шибер, В.В. Шишкин.

ГЛАВА ПЕРВАЯ ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВИБРАЦИИ

1. ЧТО ТАКОЕ ВИБРАЦИЯ ?

Вибрация – такой вид механического движения, при котором каждая из точек тела совершает периодически повторяющееся перемещение вблизи некоторого относительно неподвижного положения.

Встречающиеся в литературе термины вибрация и механические колебания по существу являются синонимами. Термин вибрация обычно используют для механических колебаний с относительно высокой частотой и, как правило, всегда при рассмотрении колебаний роторных машин, в связи с этим ниже мы будем пользоваться преимущественно этим термином.

Понятие вибрация в полной мере объединяет используемые в обиходе понятия дрожание, стук, тряска, дребезжание и другие. Это замечание позволит читателю в определенной мере освоиться с понятием вибрация и оценить многообразие вибрационных процессов.

Характер и масштабы изменения вибрации во времени для каждого случая индивидуальны, конкретный вибрационный процесс содержит большой объем важнейшей информации, использование которой позволяет диагностировать техническое состояние механизмов и машин и рационально устранять многие дефекты.

Вибрация происходит под действием сил возбуждения, имеющих разные причины. В роторных машинах силы возбуждения связаны прежде всего с процессом вращения валов.

Объектами вибрационных измерений и исследований являются прежде всего корпуса подшипников, а также валы. В то же время по разным причинам любой элемент машины может стать таким объектом.

Рассматривая на поверхности машины некоторую точку, можно говорить о ее вибрации в заданном направлении, например в вертикальном, при этом в другом направлении вибрация этой точки может существенно отличаться. Рассматривая вибрацию точки в трех ортогональных направлениях (например, в вертикальном, горизонтально-поперечном и осевом), мы обнаружим, что точка в процессе колебаний движется по некоторой траектории, представляющей достаточно сложную, почти всегда замкнутую пространственную кривую, форма которой в общем случае может меняться во времени.

Вибрацию вала в некотором поперечном сечении обычно рассматривают как периодическое движение центра этого сечения по замкнутой траектории, при этом чаще всего говорят об относительной вибрации, то есть о движении вала относительно близлежащих статор-

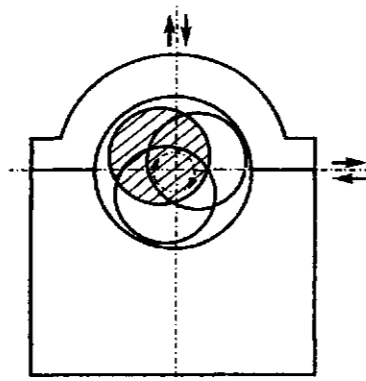


Рис. 1.1. Вибрация цапфы ротора и корпуса подшипника

ных элементов, например о вибрации шейки вала относительно подшипника.

На рис. 1.1 в качестве примера представлено сечение опоры машины и вибрация ее элементов.

В общем случае разные точки машины имеют разную вибрацию: они могут колебаться одновременно в разных направлениях и с разными амплитудами, некоторые, так называемые узловые, точки могут быть неподвижны, в процессе колебаний элементы машины могут претерпевать упругие деформации, при этом можно говорить о формах колебаний машины.

Таким образом, реальный вибрационный процесс слишком сложен для того, чтобы все его детали и подробности могли быть предметом контроля и изучения в процессе эксплуатации машины. Целесообразные ограничения информации по вибрации обычно сводятся к тому, что регламентируют объекты и точки контроля вибрации. Так, для большинства случаев вибрацию контролируют на опорах машины в трех ортогональных направлениях.

2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ КИНЕМАТИКИ ВИБРАЦИИ

2.1. ГАРМОНИЧЕСКАЯ ВИБРАЦИЯ

В простейшем случае вибрирующая поверхность совершает гармонические (синусоидальные) колебания, при этом координата колеблющейся точки определяется уравнением

$$X = A \sin(\omega t + \varphi), \quad (1.1)$$

где A – амплитуда колебаний, измеряемая линейными единицами (мм, мкм); ω – круговая частота колебаний (s^{-1}); φ – начальная фаза колебаний в угловых единицах (градус, радиан).

График гармонических колебаний представлен на рис. 1.2.

Круговая частота колебаний определяется частотой колебаний f :

$$\omega = 2\pi f. \quad (1.2)$$

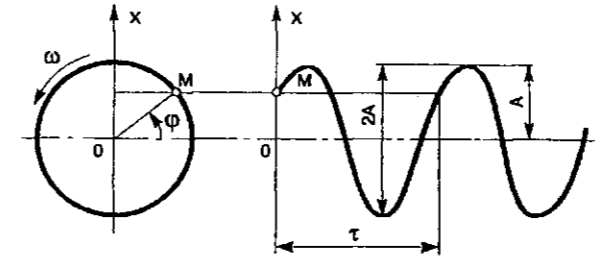


Рис. 1.2. График движения точки при гармонических колебаниях

Частота колебаний f определяет число колебаний в единицу времени и измеряется в герцах (Гц).

Период колебаний τ – время полного колебания в секундах – связан с частотой колебаний f соотношением

$$\tau = \frac{1}{f}. \quad (1.3)$$

2.2. СИНХРОННЫЕ ГАРМОНИЧЕСКИЕ КОЛЕБАНИЯ

Гармонические колебания в разных точках некоторого объекта, в нашем случае – механизма, могут совпадать по частоте. Эти колебания являются синхронными. Синхронные колебания отличаются друг от друга амплитудой и фазой, их величины удобно рассматривать как комплексные, при этом амплитуда является модулем, а фаза – аргументом комплексной величины. Для представления синхронных колебаний может быть использована одна из записей, приведенных в (1.4):

$$\left. \begin{aligned} \bar{A} &= A \cos \varphi + iA \sin \varphi = A_x + iA_y; \\ \bar{A} &= A e^{i\varphi}; \quad \bar{A} = A \angle \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (1.4)$$

В выражениях (1.4) $i = \sqrt{-1}$.

Графически колебания (1.4) изображаются в виде векторов в прямоугольной системе координат, $\varphi=0^\circ$ совпадает с осью абсцисс x , а $\varphi=90^\circ$ – с осью ординат y .

Сложение и вычитание векторов колебаний производятся по правилам действия с комплексными величинами и могут выполняться графически. На рис. 1.3 представлен пример графического сложения и вычитания векторов колебаний, при этом

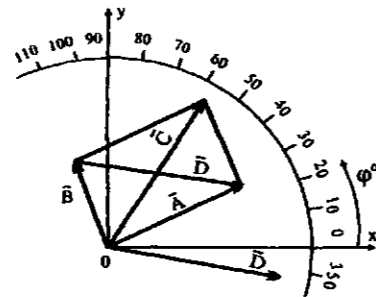


Рис. 1.3. Сложение и вычитание колебаний

$$\left. \begin{aligned} \bar{C} &= \bar{A} + \bar{B}; \\ \bar{D} &= \bar{A} - \bar{B}. \end{aligned} \right\} (1.5)$$

При устранении вибрации вращающихся машин наибольший интерес представляют колебания оборотной частоты. Фазы таких колебаний связывают с некоторым угловым положением ротора. Для отсчета фазовых углов на роторе произвольно наносится метка, ее угловое положение отсчитывается по лимбу, укрепленному на статоре.

Фазой колебания принято считать угловое положение метки в момент максимального положительного отклонения вибрирующей поверхности от положения равновесия.

С измерением фазы вибрации связано понятие о бьющей точке ротора. Бьющая точка ротора – это точка поверхности ротора, лежащая на радиусе, который совпадает с направлением измерения вибрации в момент наибольшего отклонения вибрирующей поверхности (точка В на рис. 1.4).

Как видно из рис. 1.4, фаза вибрации φ определяет угловое положение бьющей точки ротора относительно метки на роторе.

Отметим, что для данного представления о фазе вибрации координата колеблющейся точки определяется уравнением, которое отличается от (1.1):

$$X = A \cos(\omega t - \varphi). \quad (1.6)$$

Это замечание принципиально не меняет описанных выше представлений о кинематике гармонических колебаний. Важно также отметить, что выражения (1.1) и (1.6) предполагают противоположные по отношению

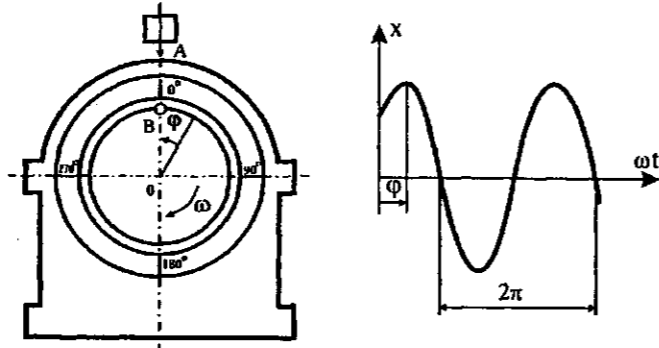


Рис. 1.4. Определение фазы оборотной вибрации: OA – направление измерения вибрации; B – бьющая точка ротора; ωt – угол поворота роторной метки; φ – фаза вибрации

к направлению вращения ротора направления отсчета фаз, оба эти направления равноправны и в равной мере применимы в практике, но их нельзя путать. Направление отсчета фаз принимается как некая условность. Нами принята последовательность фаз, которая определяется описанным представлением о бьющей точке ротора и выражением (1.6).

Как видно из рис. 1.4, при всех перемещениях метки точка В смещается относительно нее в противоположную сторону. Последнее обстоятельство делает необходимым для отсчета углов размечать неподвижный лимб и ротор в разные стороны: лимб – по вращению, а ротор – навстречу.

При вибрационных исследованиях представляют интерес прежде всего разности фаз вибрации в контролируемых точках. Для их определения достаточно измерить фазы с точностью до постоянного слагаемого. Многие методы измерения фазы вибрации как раз и предусматривают такое определение фазовых углов. Если все же необходимо внести определенность в рассматриваемую совокупность измерений фаз φ_i , то следует определить поправку $\Delta\varphi$. Эта поправка для каждой схемы измерения при некоторой скорости вращения для всех контролируемых точек постоянна. Фазы вибрации при этом определяются из соотношения

$$\varphi_i = \varphi'_i + \Delta\varphi, \quad i = 1, 2, 3, \dots, \quad (1.7)$$

где φ_i – фазы вибрации по принятому определению (см. рис. 1.4); φ'_i – фазы вибрации в произвольной системе отсчета; $\Delta\varphi$ – фазовая поправка.

Колебания в двух точках, совпадающие по фазе, называются синфазными, а отличающиеся по фазам на 180° – противофазными.

2.3. ВИБРОПЕРЕМЕЩЕНИЕ, ВИБРОСКОРОСТЬ И ВИБРОУСКОРЕНИЕ

Формула (1.1) и соответствующий график (рис. 1.2) представляют параметр виброперемещения при гармонической вибрации. Дифференцируя по времени выражение формулы (1.1), получим выражения для виброскорости и виброускорения при гармонических колебаниях:

$$\left. \begin{aligned} X'(t) &= A\omega \cos(\omega t + \varphi) = A\omega \sin\left(\omega t + \varphi - \frac{\pi}{2}\right) = \\ &= V \sin(\omega t + \varphi_1); \\ V &= A\omega \\ X''(t) &= -A\omega^2 \sin(\omega t + \varphi) = W \sin(\omega t + \varphi_2); \\ W &= A\omega^2, \end{aligned} \right\} (1.8)$$

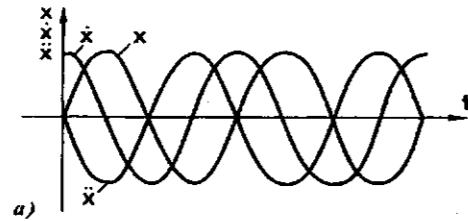
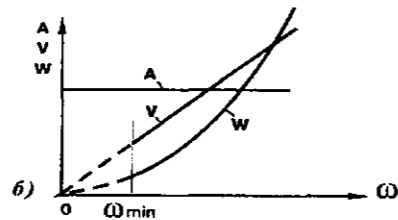


Рис. 1.5. Соотношение между виброперемещением, виброскоростью и виброускорением (масштаб произвольный): а – зависимость мгновенных значений от времени; б – зависимость амплитуд от частоты



где $X(t)$ – виброскорость, $X''(t)$ – виброускорение; V – амплитуда виброскорости; $\varphi_1 = \varphi - \pi/2$ – фаза виброскорости; W – амплитуда виброускорения; $\varphi_2 = \varphi - \pi$ – фаза виброускорения.

Как видно из формул (1.8), рассматриваемые параметры вибрации связаны между собой коэффициентами, зависящими от частоты: при одной и той же амплитуде виброперемещения амплитуда виброскорости растёт пропорционально частоте, а амплитуда виброускорения растёт пропорционально квадрату частоты вибрации. Фаза виброскорости для некоторой гармоники вибрации сдвинута относительно фазы виброперемещения на 90° , а фаза виброускорения соответственно на 180° .

Рис. 1.5 иллюстрирует соотношение между параметрами гармонической вибрации.

При частотах ниже некоторой минимальной частоты, обозначенной на рис. 1.5 как ω_{\min} , обычно пользуются только параметром виброперемещения вследствие малости величин V и W .

В системе СИ для параметров виброперемещения, виброскорости и виброускорения предусмотрены единицы измерения соответственно м, м/с и м/с^2 . Практически более удобными являются соответственно мм , мм/с и м/с^2 , ими обычно и пользуются в инженерной практике.

Рассмотрим пример определения амплитуд виброскорости и виброускорения для гармонической вибрации.

Задано: амплитуда виброперемещения $A = 50 \text{ мкм}$, частота вибрации $f = 50 \text{ Гц}$. Из (1.8) получим:

$$\omega = 2\pi f;$$

$$V = 50 \cdot 10^{-3} \cdot 2\pi \cdot 50 = 15,7 \text{ мм/с};$$

$$W = 50 \cdot 10^{-6} (2\pi \cdot 50)^2 = 4,9 \text{ м/с}^2.$$

2.4. ПОЛИГАРМОНИЧЕСКАЯ ВИБРАЦИЯ

В общем случае вибрирующая поверхность совершает колебания, представляющие собой сумму нескольких гармонических колебаний разных частот, при этом о вибрации говорят как о полигармонической.

В роторных машинах обычно преобладает гармоническая составляющая со скоростью вращения ротора, или оборотная вибрация. Вибрацию с частотой ниже оборотной называют низкочастотной; высокочастотной вибрацией соответственно называют вибрацию с частотой, превышающей оборотную.

Временная реализация виброперемещения при некоторой полигармонической вибрации представлена на рис. 1.6.

На временном графике отмечены размах S (от пика до пика), среднеквадратическое значение (СКЗ) $A_{\text{СКЗ}}$, положительная амплитуда сигнала (от нуля до верхнего пика) A_+ , отрицательная амплитуда сигнала (от нуля до нижнего пика) A_- , A_+ и A_- суть пиковые значения вибрации. При этом имеет место соотношение

$$S = A_+ + A_- \quad (1.9)$$

Если в спектре вибрации имеются только кратные частоты, форма ее во времени постоянна и представляет некоторую периодическую кривую (например, соответствующую рис. 1.6). Напротив, изменение формы временного сигнала во времени свидетельствует о наличии в спектре вибрации некротных гармоник.

Здесь уместно отметить, что постоянство формы вибрационного сигнала является гораздо более сильным признаком кратности частот гармонических составляющих вибрации, чем показания используемых частотомеров.

Вибрация может иметь произвольную и непрерывно меняющуюся во времени форму. Возможный вид временного графика вибрационного сигнала представлен на рис. 1.7. Отметим, что вид графика зависит от параметра вибрации: для виброперемещения кривая более плавная и более соответствует рис. 1.6, для виброскорости (и еще в большей мере для виброускорения) она соответственно усложняется из-за возрастания веса высокочастотных гармоник и приобретает характер кривой на рис. 1.7.

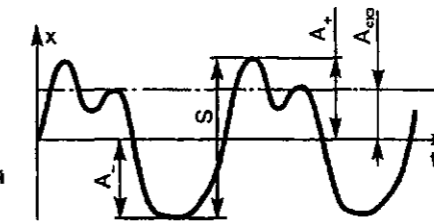


Рис. 1.6. Развертка полигармонической вибрации (виброперемещение)

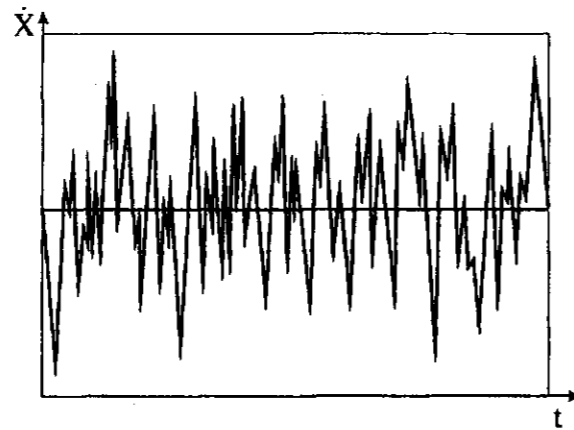


Рис. 1.7. Временной график вибрационного сигнала сложной формы

СКЗ некоторого параметра P определяется по формуле

$$P_{\text{СКЗ}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_T P(t)^2 dt}, \quad (1.10)$$

где t – время, T – временной интервал, на котором определяется СКЗ.

Для гармонической вибрации имеют место следующие соотношения между параметрами:

$$\left. \begin{aligned} \text{амплитуда} &- A, \\ \text{размах (равнозначно двойная амплитуда)} &- 2A, \\ \text{СКЗ} &- 0,707A, \\ \text{амплитуда} &- 1,414 \text{ СКЗ}, \\ \text{размах} &- 2,828 \text{ СКЗ}. \end{aligned} \right\} \quad (1.11)$$

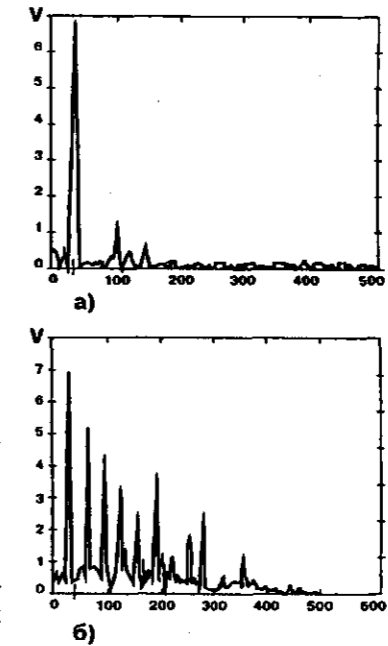
Вернемся к рассмотренному выше примеру определения амплитуд виброскорости и виброускорения и определим приведенные параметры.

Задано: амплитуда виброперемещения $A = 50$ мкм, частота вибрации $f = 50$ Гц.

Из (1.9) получим:

$$\begin{aligned} S &= 2A = 2 \cdot 50 = 100 \text{ мкм}; \\ V_{\text{СКЗ}} &= 0,707V = 0,707 \cdot 15,7 = 11,1 \text{ мм/с}; \\ W_{\text{размах}} &= 2W = 2 \cdot 4,9 = 9,8 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

Рис. 1.8. Графики спектров вибрации подшипника насоса в некоторой точке. Скорость вращения 1780 об/мин, f – частота в Гц; V – амплитуда виброскорости в мм/с; a – “бедный” спектр; b – “богатый” спектр



Выражения (1.11) совершенно непригодны для полигармонической вибрации, для нее не существует простых соотношений между параметрами: эти соотношения зависят от амплитуд и фаз всех гармонических составляющих вибрации.

В то же время по соображениям упрощения обработки электрических сигналов от вибродатчиков во многих виброизмерительных средствах вме-

сто истинного размаха параметра используется его значение, полученное из СКЗ по соотношениям (1.11), оно несколько отличается от истинного и равно ему только при моногармонической вибрации и в некоторых частных случаях.

Представление полигармонической вибрации в виде графика зависимости соответствующего параметра от времени является не единственным и далеко не всегда достаточным для анализа вибрационных явлений. Наиболее распространено ее представление в виде спектра гармонических составляющих. Графическое изображение некоторых типичных для роторной машины спектров приведено на рис. 1.8.

Информация, представленная на графиках, не отражает всех сведений о гармонических составляющих: помимо частоты и амплитуды (или другого параметра интенсивности) у каждой гармоники имеется фаза. Если получен полный спектр колебаний, то временной сигнал можно представить как сумму всех гармоник, а именно

$$X(t) = \sum A_i \cos(\omega_i t - \varphi_i) \quad (1.12)$$

где A_i , ω_i и φ_i – соответственно амплитуда, частота и фаза i -й гармоники вибрации.

Такое представление вибрационного сигнала может соответствовать рис. 1.7.

С использованием значений амплитуд гармоник вибрации можно вычислить СКЗ вибрации по формуле, дополняющей формулу (1.10):

$$A_{\text{СКЗ}}^2 = \frac{1}{2} \sum A_i^2 \quad (1.13)$$

Более подробно вопросы обработки вибрационных сигналов будут рассмотрены ниже в главе 4.

Интенсивность полигармонической вибрации в соответствии со стандартными нормами обычно оценивают либо по СКЗ виброскорости, либо по размаху виброперемещения, либо по его пиковому значению. Разные параметры интенсивности могут измеряться в одних единицах, но количественно они отличаются в несколько раз, в связи с чем всегда необходимо знать, какой параметр измерен, если рассматривается его числовое значение. Например, выражение "виброперемещение равно 50 мкм" неконкретно, правильно "размах виброперемещения равен 50 мкм". Для оценки интенсивности вибрации могут использоваться и другие критерии, о чем пойдет речь в главе 2.

2.5. МОДУЛИРОВАННЫЕ КОЛЕБАНИЯ И БИЕНИЯ

Колебания вида

$$X = A(t) \sin[\omega t + \varphi(t)] \quad (1.14)$$

называются модулированными, если частота изменения амплитуды $A(t)$ и фазы $\varphi(t)$ значительно ниже частоты колебаний ω . Колебания являются амплитудно-модулированными, если при этом фаза остается неизменной во времени: $\varphi(t) = \varphi_0$.

Модулированные колебания кинематически представляют собой почти гармонические колебания, амплитуда которых плавно меняется с частотой модуляции, при этом частота модулируемых колебаний называется несущей частотой. Чаще всего в практических случаях $A(t)$ и $\varphi(t)$ являются периодическими, а нередко и гармоническими функциями времени.

Простейшим примером модулированных колебаний являются биения. Биения получаются в результате наложения двух гармонических колебаний с близкими частотами ω_1 и ω_2 .

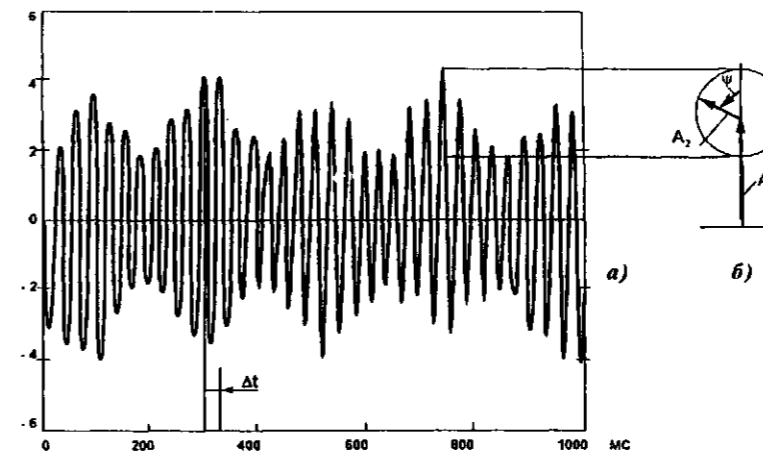


Рис. 1.9. Кинематика биений: а – форма временного сигнала; б – графическая интерпретация сложения двух колебаний; Δt – период несущей частоты

Колебательный процесс при этом описывается уравнением

$$X(t) = A_1 \sin \omega_1 t + A_2 \sin \omega_2 t = A_1 \sin \omega_1 t + A_2 \sin(\omega_1 t + \varphi), \quad (1.15)$$

где сдвиг фазы $\varphi = (\omega_1 - \omega_2)t$ можно трактовать как медленно меняющуюся функцию времени.

На рис. 1.9 представлены форма временного сигнала при биениях и графическая интерпретация сложения двух гармонических колебаний с изменяющейся разностью фаз, иллюстрирующая процесс возникновения биений.

Модулированные колебания, амплитуда которых представляет периодическую функцию времени, могут быть представлены в виде суммы трех гармонических колебаний с близкими частотами, при этом одно из них имеет среднюю частоту, а две другие отличаются от нее на небольшую величину $\Delta\omega$, представляющую частоту модуляции:

$$X(t) = A_1 \sin \omega_1 t + A_2 \sin[(\omega_1 + \Delta\omega)t] + A_3 \sin[(\omega_1 - \Delta\omega)t], \quad (1.16)$$

при этом обычно $A_1 \gg A_2$ и $A_2 = A_3$.

Представляет интерес гармонический спектр модулированных колебаний. Из приведенных выше описаний ясно, что в простейшем случае при биениях в спектре обнаруживается две гармоники с близкими частотами.

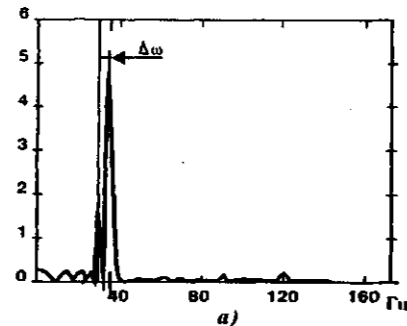
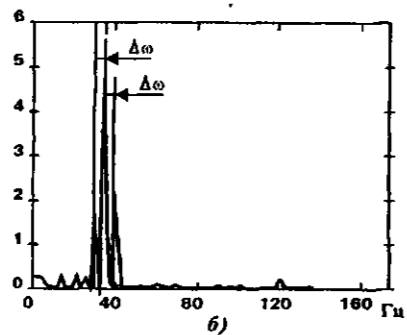


Рис. 1.10. Виды гармонических спектров при модуляции колебаний:
 а – гармонический спектр при биениях; дополнительная гармоника с частотой $(\omega_1 - \Delta\omega)$; б – гармонический спектр при амплитудно-модулированных колебаниях; две дополнительные гармоники с частотами $(\omega_1 - \Delta\omega)$ и $(\omega_1 + \Delta\omega)$



тами, а при амплитудно-модулированных колебаниях – три (см. рис. 1.10).

Практически могут наблюдаться более сложные случаи модулированных колебаний, когда имеется несколько модулирующих частот. Например, в зубчатых редукторах зубцовая составляющая вибрации относительно высокой частоты может модулироваться несколькими

частотами, кратными частотам вращения шестерни и рабочего колеса. При этом соответственно усложняется гармонический спектр вибрационного сигнала.

2.6. ОСОБЕННОСТИ КИНЕМАТИКИ ВИБРАЦИИ ВАЛОВ

Траекторию центра сечения вала определяют посредством измерения его вибрации в двух перпендикулярных направлениях. В качестве измеряемого параметра принимают относительные виброперемещения шеек вала, характеризующие колебания ротора относительно подшипника. На рис. 1.11 изображена траектория вала и временные сигналы двух датчиков А и Б, по которым эта траектория определена, обозначены другие параметры траектории.

Обратим внимание на то, что помимо размахов виброперемещений вала в двух ортогональных направлениях кинематику вибрации валов характеризуют такие параметры траектории, как размах виброперемещения центра сечения и максимальное виброперемещение центра сечения от среднего положения S_{\max} , которое иногда называют максимальным радиусом прецессии ротора. Среднее положение центра сечения $O_{\text{ср}}$ является функцией частоты вращения и вязкости смазки.

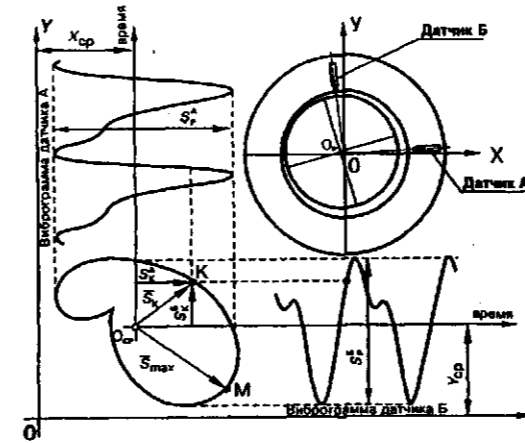


Рис. 1.11. Кинематика вибрации вала:
 XOY – неподвижная система координат, $X_{\text{ср}}$, $Y_{\text{ср}}$ – координаты среднего положения центра сечения; $O_{\text{ср}}$ – среднее положение центра сечения; S_k – мгновенное виброперемещение; S_{\max} – максимальное виброперемещение; S_k^A , S_k^B – мгновенные виброперемещения в направлениях осей датчиков; S_p^A , S_p^B – размах виброперемещений в направлениях осей датчиков

3. КОЛЕБАНИЯ СИСТЕМЫ С ОДНОЙ СТЕПЕНЬЮ СВОБОДЫ

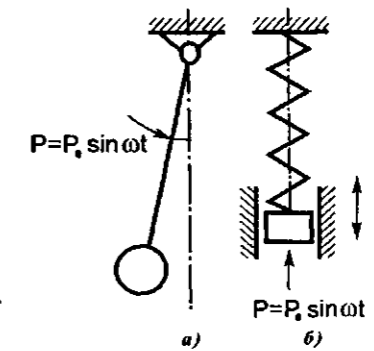
Простейшим случаем колебательного движения является колебание системы с одной степенью свободы. На рис. 1.12 схематично представлены некоторые колебательные системы с одной степенью свободы: маятник, груз на пружине.

Колебательная система (б) включает груз массой m и упругий элемент, имеющий в направлении перемещения жесткость c . Отклонившись от равновесного положения, масса совершает периодические свободные колебания с частотой

$$\omega_c = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (1.17)$$

где ω_c – собственная частота колебательной системы.

Рис. 1.12. Колебательные системы с одной степенью свободы:
 а – часовая маятник; б – пружинный маятник



Под действием трения, или демпфирования, свободные колебания затухают. Демпфирование характеризуется коэффициентом h , который иначе называют логарифмическим декрементом затухания. В обычных системах этот коэффициент положителен, однако в ряде случаев возникает особый механизм колебаний, при которых колеблющаяся система черпает из среды, в которой происходят колебания, дополнительную энергию, при этом коэффициент демпфирования отрицателен, колебания во времени нарастают, в таких случаях говорят, что система неустойчива.

Если на колеблющуюся систему действует периодическая сила, то возникающие при этом колебания называют вынужденными. Свободные колебания складываются с вынужденными, процессы затухания и нарастания свободных колебаний являются переходными. В дальнейшем преимущественно будут рассматриваться установившиеся вынужденные колебания как наиболее распространенные.

Если к массе приложена периодическая сила с частотой ω

$$P = P_0 \sin \omega t,$$

то возникают вынужденные гармонические колебания, амплитуда которых зависит от отношения ω/ω_c :

$$A = \frac{P_0 / c}{\sqrt{(1 - \omega^2 / \omega_c^2)^2 + (2h\omega / \omega_c^2)^2}}. \quad (1.18)$$

При $\omega = \omega_c$ возникает резонанс, которому соответствуют максимальные амплитуды вибрации. Отличие частоты, соответствующей максимуму амплитуды, от ω_c тем больше, чем больше h . Оно также зависит от характера возбуждения (от того, как зависит P от частоты ω), от параметра вибрации (можно рассматривать также амплитудно-частотную характеристику виброскорости или виброускорения). Для реальных условий при традиционных конструкциях роторов и опор это отличие незначительно, достаточно принять к сведению, что оно существует.

Фазовый сдвиг φ между возмущающей силой и перемещением может быть определен из выражения

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{2h\omega}{\omega_c^2 - \omega^2}. \quad (1.19)$$

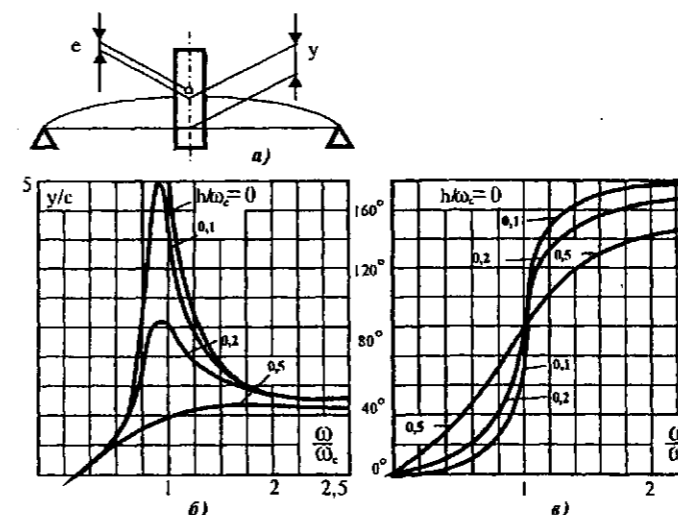


Рис. 1.13. Частотные характеристики однодискового неуравновешенного ротора: a — схема ротора; b — амплитудно-частотная характеристика; c — фазочастотная характеристика

Наибольший интерес представляют колебания вращающегося ротора. В простейшем случае ротор может рассматриваться как невесомый вал с массивным диском, вращающийся в жестких подшипниках. Масса диска — m ; жесткость вала — c ; эксцентриситет массы — e .

Центробежная сила $m\omega^2 e$, возникающая при вращении, возбуждает колебания, которые в проекции на некоторую плоскость (вертикальную и горизонтальную) подчинены законам колебания системы с одной степенью свободы. Амплитудные и фазовые соотношения для такого вала представлены на рис. 1.13.

Интересно отметить, что точно такому закону подчинен динамический прогиб вращающегося вала y (см. рис. 1.13, a). В самом деле, центробежная сила смещенной массы уравновешена силой упругой деформации:

$$m\omega^2 (y + e) = cy,$$

откуда

$$y = \frac{m\omega^2 e}{c - m\omega^2} = \frac{e\omega^2}{c/m - \omega^2} = \frac{e\omega^2}{\omega_c^2 - \omega^2}, \quad (1.20)$$

что соответствует кривой на рис. 1.13 для $h=0$.

Из сказанного ясно, что в рассматриваемом случае траектория вала представляет собой окружность, радиус которой меняется в зависимости

от скорости вращения по закону направленных колебаний системы с одной степенью свободы, однако в системе координат, связанной с валом, колебательный процесс при этом отсутствует.

Кривые зависимости амплитуды и фазы вибрации от частоты возмущающей силы принято называть соответственно амплитудно-частотными (рис. 1.13, б) и фазочастотными (рис. 1.13, в) характеристиками либо в совокупности амплитудно-фазочастотными характеристиками (АФЧХ).

Особый интерес представляют фазочастотные характеристики вибрации. При прохождении резонанса фаза колебаний меняется на 180° : непосредственно на резонансе фаза вибрации сдвинута относительно фазы возмущающей силы на 90° , а за резонансом — на 180° .

Для вращающегося ротора это означает, что на скоростях вращения существенно ниже критической (резонансной) бьющая точка ротора совпадает с направлением дисбаланса, при повышении скорости вращения она начинает отставать от него, смещаться на угол φ против вращения, что соответствует увеличению φ . На критической скорости вращения $\varphi = 90^\circ$, а при скоростях вращения существенно выше критической $\varphi = 180^\circ$, таким образом, бьющая точка становится противоположной дисбалансу. Этот парадокс, означающий, что ротор деформируется прямо противоположно действующей центробежной силе дисбаланса, используется в технике прежде всего для автоматической балансировки.

На рис. 1.14 изображен рабочий орган балансировочного автомата, принцип действия которого основан на упомянутом парадоксе; этот автомат применяется, например, в центрифугах.

Рабочая скорость вращения ротора существенно выше критической. Шары скатываются в сторону смещения оси ротора, что противоположно дисбалансу D , их движение прекращается, когда суммарный дисбаланс шаров и ротора станет равным нулю, то есть наступит состояние уравновешенности и геометрическая ось ротора совпадет с осью вращения. При снижении скорости вращения шары автоматически зажимаются и отбалансированный ротор останавливается без вибрации. Количество шаров должно быть не менее двух.

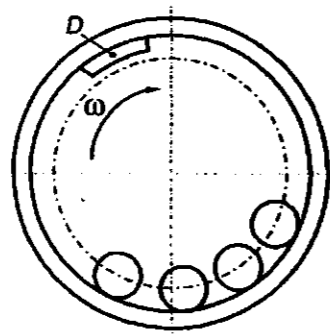
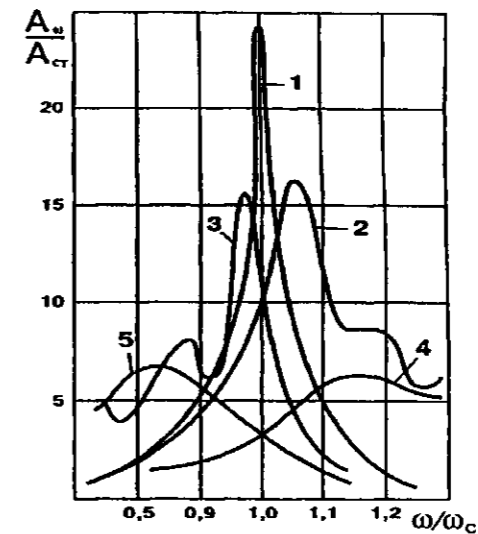


Рис. 1.14. Рабочий орган балансировочного автомата

Рис. 1.15. Вид резонансных кривых при выбеге и развороте ротора:

1 — стационарный процесс; 2 — малое время разворота; 3 — малое время выбега; 4 — очень быстрый разворот; 5 — очень быстрый выбег



Сдвиг по фазе между дисбалансом и бьющей точкой лежит в основе целого ряда особых вибрационных явлений, некоторые из которых будут рассмотрены в этой книге.

В связи с применением современных приборов, позволяющих регистрировать разнообразные нестационарные вибрационные процессы, весьма актуально рассмотрение вибрационных явлений, связанных с относительно быстрым изменением частоты возбуждения при переходе через резонанс. Эти явления возникают, например, при развороте и выбеге вращающихся роторов. На рис. 1.15 изображены резонансные кривые при выбеге и развороте ротора для разных скоростей изменения частот вращения.

Характерной особенностью прохождения системы через резонанс является наличие нескольких максимумов на резонансных кривых. При увеличении скорости изменения частоты вращения первый максимум амплитуды снижается, а его острота становится меньше. Первый максимум имеет место не при $\omega = \omega_c$, а позже: он смещается в сторону увеличения частот при развороте ротора и в сторону снижения частот — при выбеге. Величина смещения первого максимума по частоте тем больше, чем больше скорость изменения частот.

Изменение величины первого максимума при равных значениях скоростей изменения частот больше для относительно низких коэффициентов демпфирования h . Строго говоря, вид резонансной кривой зависит также от случайного углового положения ротора относительно статора, которое он занимает в момент прохождения некоторой заданной частоты зблизи резонанса.

Из сказанного следует, что при очень быстром снижении (повышении) частот вращения существенно снижается диагностическая ценность измерений вибрации, поскольку при этом трудно получить надежные значения параметров, характеризующих величину возмущения и собственную частоту ротора. В условиях, когда скорость изменения частот

велика и непостоянна при разных сравниваемых процессах выбега и разворота ротора, определение АФЧХ вибрации может оказаться бессмысленным.

Вопросы теоретического изучения прохождения вибрирующей системы через резонанс достаточно сложны и являются предметом разнообразных исследований [68] (гл.15), [63] (стр.109).

4. КОЛЕБАНИЯ СИСТЕМЫ С ДВУМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ

Системы с двумя степенями свободы – такие колебательные системы, которые включают две массы, связанные между собой и с основанием упругими элементами.

Система с двумя степенями свободы представляет собой простейшую систему со многими степенями свободы, и на ее примере можно изучить основные закономерности колебаний этих систем, о которых речь пойдет в следующем пункте.

На рис. 1.16 представлены примеры систем с двумя степенями свободы: два маятника, связанные пружиной (а), две массы, соединенные пружиной на упругой опоре (б), гибкий ротор с двумя дисками (в).

Для систем с двумя степенями свободы характерно наличие двух собственных частот колебаний ω_1 и ω_2 , каждой из которых соответствует своя собственная форма колебаний. Форма колебаний характеризует соотношение амплитуд и направлений колебаний масс на соответствующей частоте.

Если систему с двумя степенями свободы вывести из равновесия, то возникающие при этом свободные колебания складываются из колебаний двух частот и имеют сложный вид.

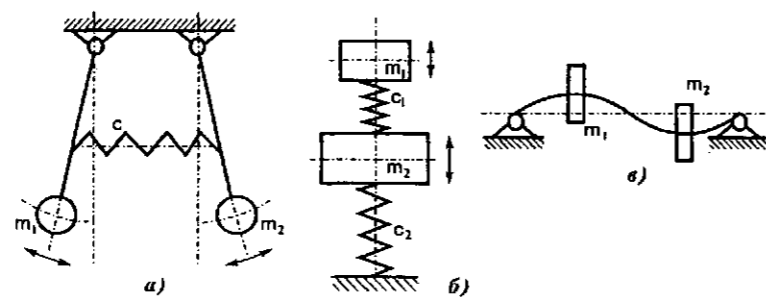
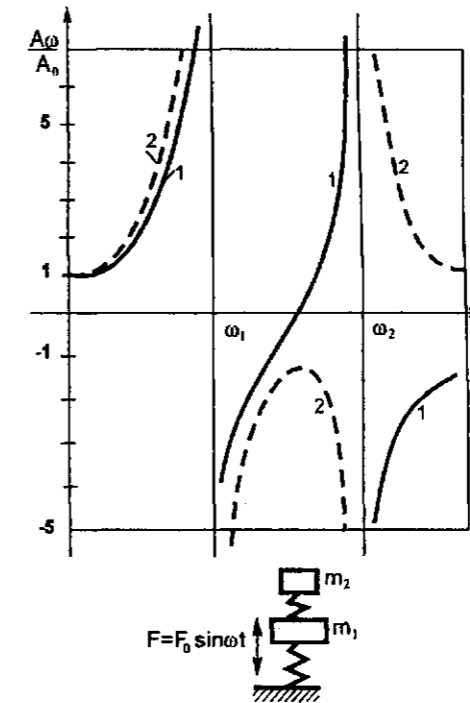


Рис. 1.16. Колебательные системы с двумя степенями свободы

Рис. 1.17. Амплитудно-частотные характеристики системы рис. 1.16, б:

1 – амплитуды колебаний массы m_1 ;
2 – амплитуды колебаний массы m_2



Рассмотрим систему из двух масс m_1 и m_2 рис. 1.16, б. Пусть к массе m_1 приложена гармоническая озмущающая сила $F \sin \omega t$. Амплитудно-частотные характеристики для двух масс представлены на рис. 1.17. На графиках рис. 1.17 и 1.18 положительные значения соответствуют совпадению направления перемещения с направлением действующей силы, или, что равнозначно, фазе вибрации 0° , отрицательные значения соответствуют фазе вибрации 180° .

Как видно из графиков, система имеет два резонанса на частотах ω_1 и ω_2 , между двумя резонансами существует некоторая частота, при которой амплитуда колебаний массы m_1 равна нулю. На этом явлении основано применение динамических гасителей вибрации (ДГВ). Если на вибрирующий подшипник установить колебательную систему, состоящую из массы и упругого элемента, и настроить ее соответствующим образом, то колебания подшипника на выбранной частоте прекратятся. Более подробно ДГВ рассматриваются ниже.

Особый интерес представляют для нас колебания ротора с двумя дисками (рис. 1.16, в). Эта система является простейшим аналогом реального ротора, у которого скорость вращения находится между первой и второй критическими, в энергетике такие роторы наиболее распространены. На рис. 1.18 даны амплитудно-частотные характеристики для двухдискового симметричного ротора при разных случаях неуравновешенности.

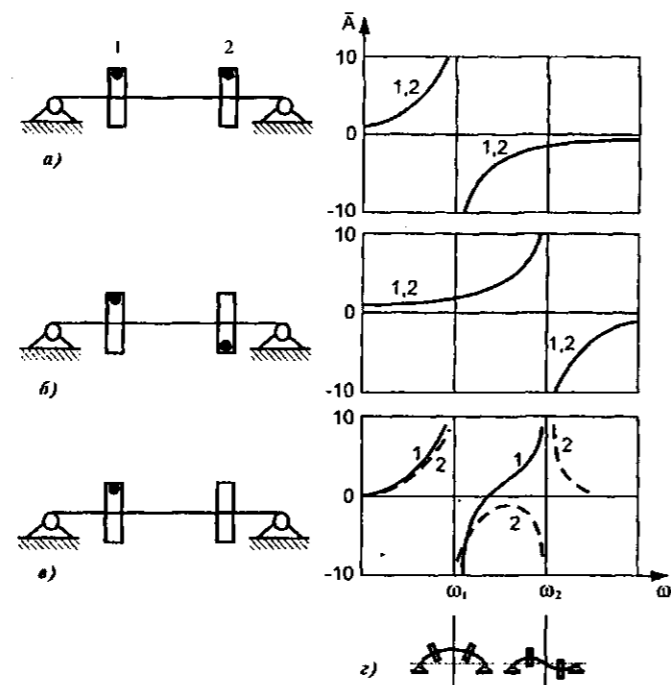


Рис. 1.18. Амплитудно-частотные характеристики вынужденных колебаний гибкого симметричного двухмассового ротора с дисбалансами:
a – статический (симметричный) дисбаланс; *b* – динамический (кососимметричный) дисбаланс; *c* – дисбаланс с одной стороны; *z* – собственные формы колебаний

Пусть на роторе имеется статическая неуравновешенность: дисбалансы двух дисков равны по величине и совпадают по направлению. В этом случае возбуждаются колебания только по первой форме, а на второй резонансной частоте амплитуда колебаний равна нулю. Если на роторе имеется моментная неуравновешенность (дисбалансы двух дисков равны по величине и противоположно направлены), то возбуждается только вторая форма. Эта закономерность называется принципом ортогональности форм колебаний. Этот принцип формулируется так: всегда можно найти такое соотношение между синхронными возбуждающими силами, приложенными к колеблющимся массам, при котором возбуждается только одна из собственных форм колебаний. Графики (рис. 1.18) иллюстрируют этот принцип ортогональности форм колебаний.

Обратим внимание на случай, когда дисбаланс расположен с одной стороны ротора, на одном диске. При некоторой скорости вращения колебания массы с дисбалансом прекращаются, а затем начинают

расти в противоположном направлении (меняют фазу на 180°). Хотя рассматриваемая идеализированная двухмассовая модель ротора является грубым упрощением реального ротора, эти отмеченные особенности имеют большой практический смысл. Реально существуют роторы, для которых дисбаланс с одной стороны не влияет на вибрацию ближайшего подшипника. Этот парадокс нередко являлся причиной затруднений неопытных балансировщиков при балансировке роторов. Если рабочая скорость вращения ротора находится достаточно близко ко второй критической, то с большой степенью достоверности можно утверждать, что дисбаланс располагается с той стороны ротора, на которой вибрация ближайшего подшипника при определенной промежуточной скорости вращения выше первой критической резко меняет фазу при небольшой амплитуде вибрации.

5. ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ СИСТЕМЫ СО МНОГИМИ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ

Реальные конструкции имеют распределенную массу и жесткость и являются системами со многими степенями свободы. Это проявляется в том, что, изменяя частоту приложенной к конструкции возмущающей силы, можно обнаружить множество резонансов. Каждый из них характеризуется собственной частотой и собственной формой колебаний конструкции.

Возможный вид частотной характеристики вибрации массивного неуравновешенного вала равного сечения на жестких опорах представлен на рис. 1.19.

Скорости вращения, на которых наступает резонанс, называются критическими. Для рассматриваемого идеализированного вала отношения критических частот соответствуют отношению квадратов чисел натурального ряда:

$$\omega_1 : \omega_2 : \omega_3 \dots \omega_i = 1^2 : 2^2 : 3^2 \dots i^2 = 1 : 4 : 9 \dots i^2. \quad (1.21)$$

С каждой из критических скоростей вращения связана некоторая собственная изгибная форма ротора, эти формы представляют собой плоские кривые, вращающиеся вокруг оси ротора.

Формы колебаний вала равного сечения на абсолютно жестких опорах на критических скоростях выглядят в виде синусоид соответственно с одной, двумя, тремя и т. д. полуволнами.

На рис. 1.20 показаны характерные кривые трех первых собственных форм ротора постоянного сечения, опирающегося на податливые подшипниковые опоры.

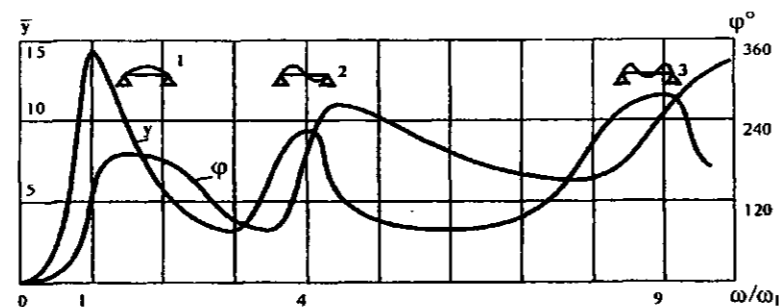


Рис. 1.19. Частотные характеристики неуровненного вала равного сечения: y – упругая деформация вала в некоторой точке в относительных единицах; φ – фаза колебаний рассматриваемой точки; 1, 2, 3 – формы колебаний вала соответственно на 1-, 2- и 3-й критических частотах вращения

Под влиянием демпфирования и осевой асимметрии системы "ротор–опоры" формы могут несколько деформироваться, однако сохраняют близкий к изображенным на рис. 1.20 вид, отношения частот реально не соответствуют формуле (1.21). Может иметь место, например, такое соотношение:

$$\omega_1 : \omega_2 : \omega_3 = 1 : 3 : 6.$$

Вклад каждой собственной формы зависит от того, насколько близка соответствующая собственная частота к частоте вращения и каков дисбаланс ортогональный этой форме.

Пространственная форма вынужденных изгибных колебаний гибкого вала на любой из частот вращения может быть представлена суммой собственных форм:

$$\bar{y}(\omega, x) = \sum \bar{y}_i(\omega) Y_i(x), \quad (1.22)$$

где $\bar{y}(\omega, x)$ – деформация вала в точке с координатой x на оси вращения;

$\bar{y}_i(\omega)$ – комплексная величина i -й формы;

$Y_i(x)$ – i -я собственная форма.

В виде аналогичной суммы $\bar{e}_i(\omega) Y_i(x)$ может быть представлена кривая эксцентриситетов центров масс вала $\bar{e}(\omega, x)$.

Возможный вид пространственной формы неуровненного ротора на некоторой скорости вращения представлен на рис. 1.21.

Рис. 1.20. Характерные собственные формы гибких роторов на податливых опорах



Выражение (1.22) разделяет колебания вибрирующей системы на ряд собственных форм. Для каждой из собственных форм справедливы закономерности динамики колебаний с одной степенью свободы.

Эксцентриситет $\bar{e}_i(\omega) Y_i(x)$, соответствующий некоторой собственной форме, возбуждает прогибы только в этой форме $\bar{y}_i(\omega) Y_i(x)$ и совершенно не влияет на остальные, в этом состоит принцип ортогональности собственных форм, о котором уже упоминалось выше.

Как видно из рис. 1.13, значение y_i быстро убывает с уменьшением отношения ω/ω_i . Принято считать, что при $\omega_i \gg 2\omega$ соответствующая i -я форма уже практически не сказывается на колебаниях системы.

Реальная система с бесконечным числом степеней свободы в ограниченном частотном диапазоне может рассматриваться как система с несколькими степенями свободы, количество их определяется числом собственных частот ω_i , попадающих в диапазон частот вращения от 0 до $2 - 3\omega$. Например, ротор, работающий между первой и второй критическими частотами, с достаточной для практики точностью может рассматриваться как система с двумя-четырьмя степенями свободы.

Системой со многими степенями свободы является фундамент крупной турбоустановки, имеющий в небольшом частотном диапазоне множество собственных частот, которым соответствуют сложные пространственные формы [2].

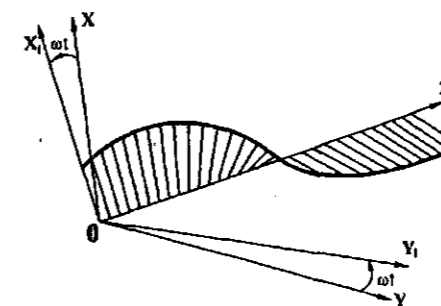


Рис. 1.21. Возможный вид пространственной формы изгибных колебаний гибкого ротора $XOYZ$ – неподвижная система координат, $X_1O_1Y_1Z_1$ – подвижная система координат

6. О НЕКОТОРЫХ ВИБРАЦИОННЫХ ЯВЛЕНИЯХ

Все многообразие вибрационных явлений не может быть содержанием книги сугубо прикладного назначения, такой, как эта. Некоторые из этих явлений, имеющие соответствующую специфику, будут рассмотрены в последующих главах. Здесь рассмотрим наиболее распространенные вибрационные явления и связанную с ними терминологию: колебания нелинейных систем, параметрические колебания и автоколебания.

Выше рассматривались колебательные системы с линейными характеристиками, не меняющимися во времени.

Реальные системы могут считаться линейными лишь в первом приближении, а целый ряд явлений вообще не может существовать в линейных системах. В самом простом случае нелинейность состоит в том, что нарушается пропорциональность между действующей силой и деформацией, иначе график зависимости деформации от силы не является прямой линией. Нелинейные системы отличаются друг от друга уровнем и характером нелинейности.

На рис. 1.22 представлены разные случаи нелинейности и характерные амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) нелинейных систем.

С нелинейностью связаны следующие вибрационные явления:

- для одной частоты возбуждения вблизи резонанса может существовать две ветви устойчивых состояний колебаний с существенно разными амплитудами и фазами, при этом система может скачком перейти из одного состояния в другое с внезапным изменением вибрации;

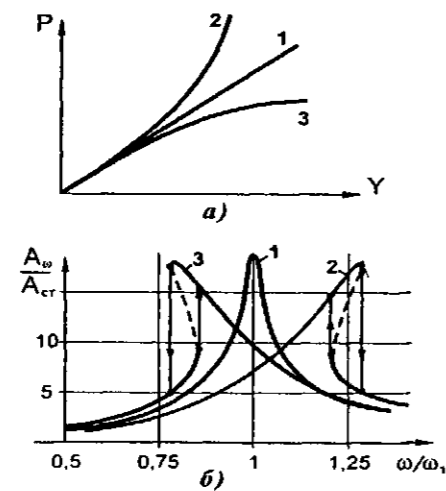


Рис. 1.22. Характерные зависимости для параметров нелинейных систем: а – зависимость статической силы от деформации; б – АЧХ; 1 – линейные и почти линейные системы, 2 – системы с "жесткой" нелинейностью, 3 – системы с "мягкой" нелинейностью; --- неустойчивые зоны; → — характерные "скачки" вибрации

- колебания с частотой возмущения имеют не вполне гармоническую форму;

- возбуждаются колебания с частотами, кратными частоте возмущающей силы: двойной, тройной и т.д.;

- субгармонические резонансы – интенсивные колебания с частотами, в целое число раз меньшими частоты возмущающей силы.

Вовсе необязательно, что все приведенные явления наблюдаются всегда при наличии нелинейности: для их возникновения нужны определенные условия, прежде всего достаточный уровень нелинейности и соответствующий характер возбуждения.

Особым случаем проявления нелинейности являются колебания линейной системы между двумя жесткими упорами (рис. 1.23). При малых возмущениях до соприкосновения колеблющейся массы с упорами система колеблется по законам линейных колебаний. Если при некотором возмущении возникают удары об упоры, то в большом диапазоне частот выше собственной частоты линейных колебаний вынужденные колебания имеют резонансный характер и сопровождаются сильными ударами об упоры, система как бы самонастраивается на резонанс.

Это явление имеет достаточное распространение в практике: оно сопровождает вибрацию неуравновешенных роторов внутри жестких уплотнений, вибрацию роторов на балансировочных станках между упорами головок при наличии большого дисбаланса и т.п. Наличие одного упора с одной из сторон качественно не меняет характер наблюдаемых явлений. Из сказанного, в частности, следует вывод о бессмысленности попыток ограничения амплитуд колебаний путем установки жестких упоров во многих практических случаях.

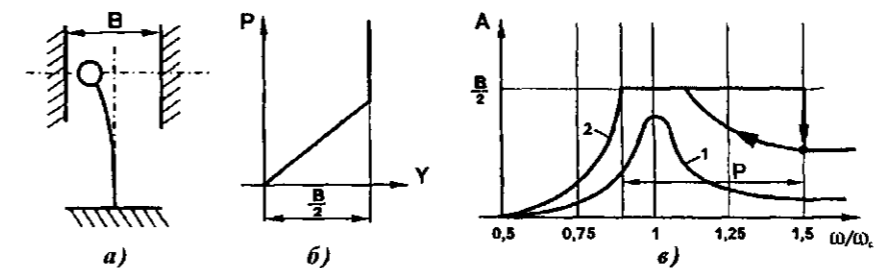


Рис. 1.23. Система с жесткими ограничительными упорами: а – возможная схема; б – зависимость силы от деформации; в – характерные АЧХ: 1 – при малом возмущении, 2 – при большом возмущении; P – резонансная зона

Под влиянием колебаний либо в процессе вращения ротора могут меняться параметры системы. Наиболее характерно циклическое изменение поперечной жесткости вала в заданном направлении, если его поперечное сечение имеет два разных момента инерции по главным центральным осям: некруглое сечение либо сечение с нарушением центральной симметрии. Глубина модуляции параметров системы влияет на характер вибрации. Специфические вибрационные явления, связанные с изменением параметров, называются параметрическими колебаниями.

Наиболее характерными для параметрических колебаний являются параметрические резонансы: возникновение интенсивных колебаний при частотах изменения параметра ω обычно вблизи значений

$$\omega = 2\omega_k / p, \quad (1.23)$$

где $k = 1, 2, 3, \dots$ – порядковые номера собственных частот; $p = 1, 2, 3, \dots$ – числа натурального ряда.

Не вдаваясь в теоретические подробности, укажем читателю на хорошо знакомый ему вид параметрического резонанса: раскачку русских качелей. Дважды приседая за один цикл колебаний ($\omega = 2\omega_k$), человек меняет основной параметр системы – длину маятника – и раскачивает качели.

Как было отмечено выше (п. 3 этой главы), в ряде случаев может иметь место отрицательное демпфирование: при каждом цикле колебаний в колеблющуюся систему поступает порция энергии, которая вызывает нарастание колебаний. При этом колебания возникают при отсутствии периодической возмущающей силы, самопроизвольно, малейшее отклонение от положения равновесия провоцирует развитие колебаний с собственной частотой либо близкой к ней. Это явление называется автоколебаниями.

Источниками энергии колебаний могут быть энергия вращающегося ротора, энергия жидкости и газа в насосах и турбинах, энергия поступательного движения и другие.

Примеры автоколебаний в инженерной практике и обыденной жизни многочисленны: это "шимми" колес автомобиля и скрип двери при несмазанных петлях, это "флаттер" самолета и тархтение клапана водопроводного крана. Во всех смычковых инструментах струны совершают автоколебания, энергия которых поступает от смычка. В роторных машинах автоколебательную природу имеют низкочастотные вибрации валов, например, под действием сил в подшипниках и в потоке перекачиваемой жидкости.

7. РОТОРНЫЙ МЕХАНИЗМ КАК КОЛЕБАТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА

Рассмотренные закономерности колебаний систем со многими степенями свободы могут быть конкретизированы при рассмотрении роторной машины или агрегата как колебательной системы.

Основными элементами этой системы являются валопровод, подшипники, опоры, фундамент, статор машины. Все эти элементы взаимосвязаны и одновременно участвуют в колебательном процессе.

Валопровод – это система связанных роторов агрегата. Для энергетического турбоагрегата валопровод включает роторы турбины, генератора и иногда возбuditеля. Роторы связаны между собой муфтами, которые могут быть подвижными, полужесткими и жесткими. Схематично валопровод энергетического турбоагрегата представлен на рис. 1.24. Не имеет принципиальных отличий от валопровода турбоагрегата валопровод любой роторной машины.

Ряд вибрационных явлений определяется конструкцией роторов: наличием или отсутствием насадных деталей, наличием центрального отверстия или внутренней полости. Ротор генератора, например, не имеет осевой симметрии, обладает поэтому "двойкой" жесткостью и состоит из разнородных материалов (стальной поковки, медной обмотки ротора, охлаждаемой водой или водородом, изоляции из диэлектриков), обладающих разными коэффициентами линейного расширения и теплопроводности. Все эти особенности определяют специфические вибрационные свойства ротора генератора: появление вибрации с двойной оборотной частотой, зависимость вибрации от теплового состояния, активной и реактивной нагрузки.

Подшипник скольжения может быть источником автоколебаний, а подшипник качения – источником высокочастотных возмущающих сил.

Возмущающие силы возникают и в связи с непосредственными технологическими функциями машины: для турбоагрегата – в процессе выработки электроэнергии, для насоса – при перекачке жидкости и т.п.

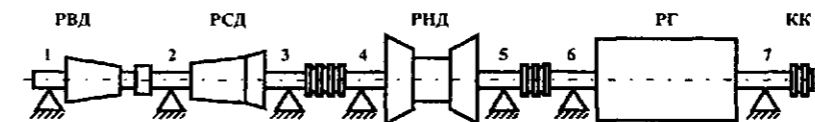


Рис. 1.24. Схема валопровода турбоагрегата мощностью 300 МВт:

РВД – ротор высокого давления; РСД – ротор среднего давления; РНД – ротор низкого давления; РГ – ротор генератора; КК – контактные кольца на консоли ротора генератора; 1 – 7 – номера подшипниковых опор

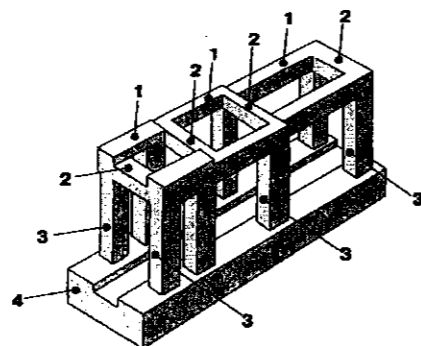


Рис. 1.25. Схема сборного железобетонного фундамента под турбоагрегат:
1 – продольные балки; 2 – ригели; 3 – колонны; 4 – нижняя плита

Это электромагнитные силы в генераторе или в электродвигателе, возмущающие силы парового потока в турбине,

гидродинамические силы в проточной части насоса и др.

Фундамент крупного агрегата является сложной динамической системой, состоящей из упругомассовых элементов. Фундамент содержит верхнее строение, колонны и нижнюю плиту, которая составляет подземную часть фундамента. Агрегат располагается на верхнем строении фундамента, выполненном в виде продольных балок, ригелей (поперечных балок), иногда консолей. Опоры агрегата обычно устанавливаются на ригелях. Фундаменты могут быть изготовлены из монолитного железобетона, сборного железобетона и металлоконструкций.

На рис. 1.25 изображен фундамент из сборного железобетона.

Вибрация агрегата определяется, с одной стороны, возмущающими силами, действующими на опоры и статор агрегата, а с другой – динамическими податливостями опорной системы. Задача виброналадки может состоять не только в том, чтобы обнаружить и устранить источники чрезмерных возмущающих сил, но и компенсировать повышенную податливость элементов опорной системы.

ГЛАВА ВТОРАЯ КОНТРОЛЬ ВИБРАЦИИ И НОРМЫ НА ВИБРАЦИЮ

1. О ЗАДАЧАХ И СПОСОБАХ КОНТРОЛЯ ВИБРАЦИИ

Необходимость контроля вибрации агрегатов и механизмов определяется требованиями надежности их эксплуатации.

Контроль вибрации решает две задачи:

- предупреждения повышенной вибрации и связанного с этим интенсивного вибрационного износа механизма;
- диагностики опасных развивающихся дефектов, способных привести к серьезным повреждениям, а в ряде случаев – к полному разрушению механизма.

Известно, что для подшипников качения срок службы непосредственно зависит от вибрационной нагрузки. Например, при действии дисбаланса, создающего центробежную силу, равную реакции опоры ротора, срок службы подшипников сокращается примерно в 5 раз.

Приведем ряд примеров из практики эксплуатации и ремонта механизмов.

Некоторые насосы имеют недостаточную надежность подшипников электродвигателя. Если при этом удастся путем своевременного контроля вибрации обнаружить начало разрушения подшипников, то ремонт заключается в замене подшипников. При отсутствии вибрационного контроля насос останавливается после полного разрушения подшипников и заклинивания ротора. После такого останова электродвигатель либо вообще невозможно восстановить, либо его восстановление связано с большими и дорогостоящими работами.

В ряде случаев ошибки при ремонте приводят к разрушению механизма либо его опорной системы уже в процессе послеремонтного опробования, при этом разрушение сопровождается высокой либо нарастающей вибрацией. Бывают случаи разрушения новых рабочих колес насосов из-за незамеченных сквозных трещин в заготовке и других дефектов.

Отмечено, что при развитии трещины в вале насоса (например, в месте упора гидропаты водяных насосов) вибрация непрерывно нарастает и при контроле вибрации удается остановить насос до разрушения ротора.

Известны многие другие случаи, при которых систематический контроль вибрации позволил выявить развивающийся дефект и предохранить механизм от серьезных повреждений либо полного разрушения.

Требования к средствам измерения вибрации роторных машин определены соответствующими нормативными документами. Они регламентируют требования к частотному диапазону, необходимой точности, на-

дежности средств измерения, климатическим условиям применения, способам индикации и др. Подробнее средства измерения вибрации будут рассмотрены в главе 7.

Самый высокий уровень обеспечения контроля вибрации достигается путем использования автоматизированных систем контроля вибрации и вибродиагностики (АСКВД). Вопросы вибродиагностики рассматриваются в гл. 4.

Следующий уровень представляют стационарные автоматизированные системы вибромониторинга, осуществляющие контрольно-сигнальные функции, а также архивирование и визуализацию информации о параметрах вибрации с применением ЭВМ.

Достаточно распространены стационарные контрольно-сигнальные виброизмерительные системы, их обязательное применение на крупных и ответственных агрегатах обычно регламентируется отраслевыми и местными нормативными документами.

В ряде случаев при повышенной повреждаемости стационарная аппаратура может быть установлена и на небольшие механизмы. При этом с целью экономии затрат на аппаратуру контроля вибрации на механизм устанавливают один или два датчика и используют простейшие приборы сигнализации предельных значений ("вибростопы").

В исследовательских целях для виброизмерений используется специальная переносная аппаратура, позволяющая проанализировать вибрационные сигналы в необходимых местах, включая точки контроля вибрации на опорах.

В настоящее время появились переносные виброизмерительные процессорные приборы с развитой внутренней памятью, так называемые "сборщики", позволяющие организовать вибромониторинг относительно небольших механизмов и вспомогательных механизмов крупных агрегатов с применением ПЭВМ, что сегодня представляется наиболее эффективным при организации контроля вибрации названного оборудования.

Наконец, наиболее распространены при оперативном контроле вибрации портативные ручные виброметры с автономным питанием. Миниатюрные виброщупы может применять оперативный персонал (обходчики) для измерений в процессе эксплуатации.

Следует упомянуть также возможность оценки вибрации без применения каких-либо приборов – на ощупь. До недавнего времени этот способ был наиболее распространен, но в связи с появлением портативных виброметров он становится анахронизмом. Вибрация воздействует на органы чувств – осязание, слух (воспринимается как шум), зрение (чрезмерная вибрация является видимой). Даже при минимальном опыте человек способен по своим ощущениям квалифицировать вибрацию по такой, например, шкале: "едва ощутимая", "нормальная", "повышенная" и "чрезмерная". Не следует совсем пренебрегать этим способом: например, по вне-

запному изменению шума механизма можно уловить появление дефекта еще до того, как наступит очередной срок контроля вибрации переносной аппаратурой; чрезмерную вибрацию гораздо быстрее определить "на ощупь", чем с использованием переносного виброметра, и вовремя остановить агрегат по этому признаку.

Выбираемый способ контроля вибрации должен быть рентабельным. Это означает, что затраты на приобретение и обслуживание виброизмерительных средств должны окупаться за счет соответствующего повышения надежности механизмов и снижения затрат на ремонт.

Расчеты показывают, что в некоторых случаях оказываются рентабельными даже такие измерительные системы, стоимость которых превышает стоимость самого механизма. При этом, однако, в основном соблюдается такая закономерность: чем больше по мощности и чем ответственной механизм, тем более высокий уровень и стоимость привлекаемых виброизмерительных средств. Так, если на электрических станциях для крупных питательных насосов используются разнообразные системы стационарного контроля, то, например, для конденсатных насосов, как правило, применяют переносные виброметры.

2. ОБЗОР НОРМ И ПРИНЦИПОВ НОРМИРОВАНИЯ ВИБРАЦИИ ВРАЩАЮЩИХСЯ МАШИН

2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Рассматриваемые стандарты регламентируют многие обстоятельства, связанные с контролем вибрации: требования к виброаппаратуре, места измерений, условия измерений и др. В то же время опыт, традиции и используемые в настоящее время для энергетики нормативные документы достаточно четко определяют, по крайней мере, следующее:

– измерения производятся на опорах в трех ортогональных направлениях: вертикальном, поперечном и осевом; допускается не измерять осевую вибрацию; для электродвигателей и других объектов со встроенными подшипниками допускается производить измерения на корпусах вблизи подшипников;

– измерения производятся на собственном фундаменте, в условиях, при которых эксплуатируется механизм, преимущественно под нагрузкой на установленном режиме; параметры режима (скорость вращения – для переменной, нагрузка и др.) фиксируются в протоколе измерений;

– при измерениях используется виброаппаратура, соответствующая стандартным требованиям и имеющая фильтры, должным образом выделяющие частотный диапазон 10–1000 Гц. Для ответственных агрегатов регламентирован также контроль вибрации валопроводов, производимый

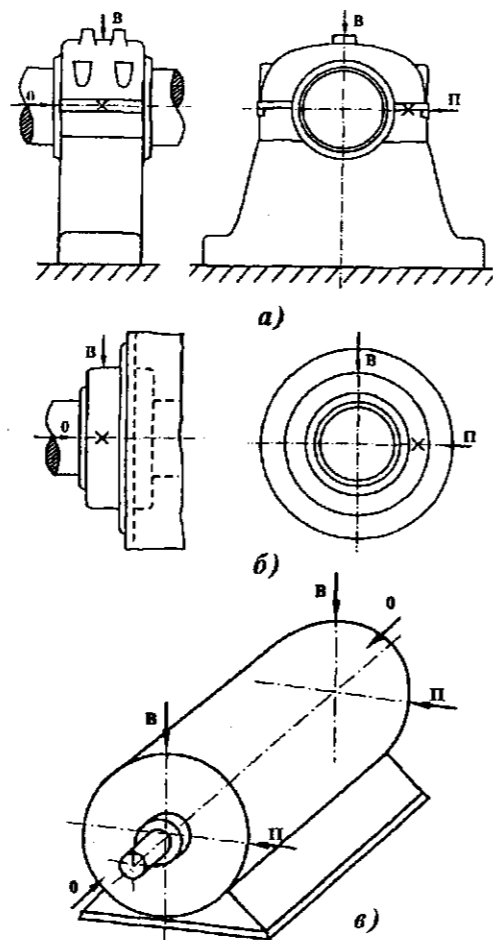


Рис. 2.1. Точки контроля вибрации:
 а – на выносных подшипниках; б – на корпусах подшипников, встроенных в корпус машины; в – на малых машинах; В – вертикальная; П – горизонтально-поперечная; О – горизонтально-осевая

либо одновременно с контролем вибрации подшипников, либо взамен него.

Остановимся более подробно на этих нормах.

На рис. 2.1 представлены регламентируемые точки контроля вибрации на неподвижных элементах машин. В гл. 1 были рассмотрены характерные соотношения между виброскоростью, виброперемещением и виброускорением (см. рис. 1.5). Здесь уместно привести графиче-

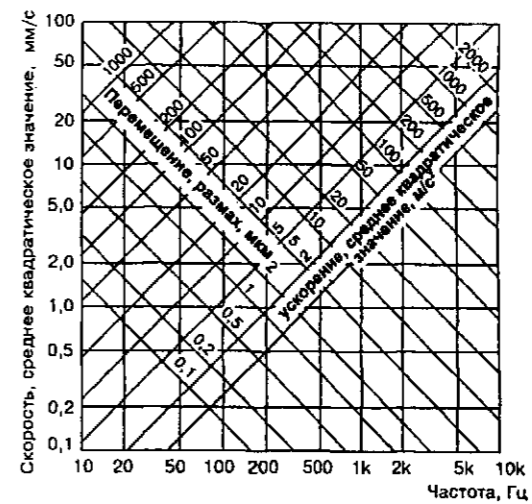


Рис. 2.2. Номограмма соотношений между параметрами гармонической вибрации

скую иллюстрацию количественных соотношений между этими параметрами гармонической вибрации (рис. 2.2).

Частотный диапазон 10–1000 Гц для измерения вибрации определен нормальной частотной характеристикой приборов, предназначенных для контроля вибрации (рис. 2.3).

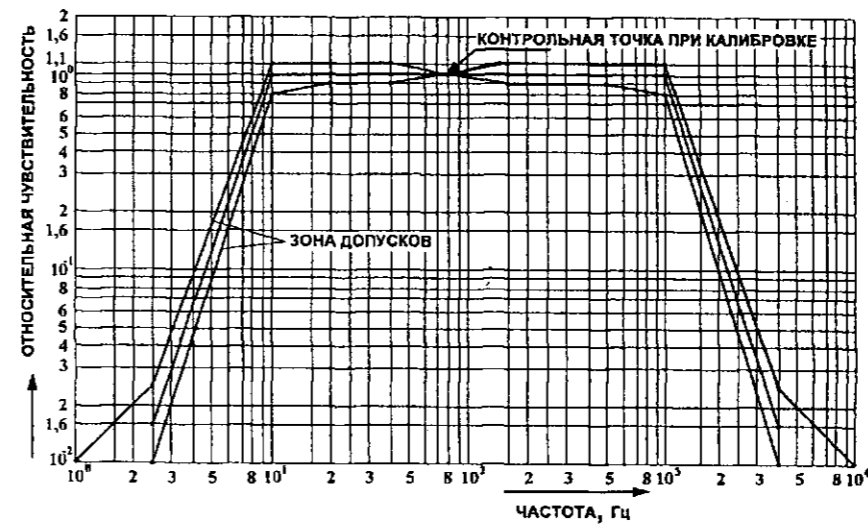


Рис. 2.3. Частотная характеристика контрольных виброизмерительных приборов

**2.2. НОРМЫ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ВИБРАЦИИ ОПОР
И ЗОНЫ КАЧЕСТВА ДЛЯ ПАРАМЕТРА СКЗ ВИБРОСКОРОСТИ**

Имеется группа стандартов, происходящих от стандарта VDI 2056, октябрь 1964, с близким содержанием; в их числе стандарты СЭВ, ISO/TC 108 2372, а также разрабатываемый ГОСТ РФ; последний имеет название "Механическая вибрация машин с частотой вращения от 10 до 200 с⁻¹. Основы для разработки оценочных стандартов. Основные положения". Остановимся на некоторых его положениях.

В качестве основного критерия для оценки вибрации предполагается использовать среднее квадратическое значение (СКЗ) виброскорости в мм/с, дополнительными критериями являются размах виброперемещения в мкм для машин с весьма низкими скоростями вращения и СКЗ виброускорения в м/с² для машин с весьма высокими скоростями вращения; при использовании двух критериев условие соответствия норме должно удовлетворять обим.

Предварительные оценочные нормы интенсивности вибрации для различных типов машин определяются приводимой таблицей.

Таблица оценочных норм интенсивности вибрации (СКЗ виброскорости в мм/с)

Классификация машин	Зоны качества		
	A	B	C
Отдельные части двигателей и машин, соединенные с агрегатом и работающие в обычном для них режиме (серийные электрические моторы мощностью до 15 кВт являются типичными машинами этой категории)	0,71	1,8	4,5
Машины средней величины (типовые электромоторы мощностью от 15 до 75 кВт) без специальных фундаментов, жестко установленные двигатели или машины (до 300 кВт) на специальных фундаментах	1,12	2,8	7,1
Мощные первичные двигатели и другие мощные машины с вращающимися массами, установленные на массивных фундаментах, относительно жестких в направлении измерения вибрации	1,8	4,5	11,2
Мощные первичные двигатели и другие мощные машины с вращающимися массами, установленные на массивных фундаментах, относительно податливых в направлении измерения вибрации	2,8	7,1	18,0

Качество вибрации характеризуется зонами (см. таблицу):

A – допустимая вибрация для новых, вводимых в эксплуатацию агрегатов;

B – допускается длительная эксплуатация;

C – при достижении вибрации, соответствующей этой зоне, должна срабатывать предупредительная сигнализация, необходим ремонт агрегата, допускается кратковременная работа перед остановом в ремонт;

D – при превышении верхней границы зоны C машину следует аварийно остановить, вибрации в зоне D считаются опасными.

Помимо приводимых в таблице четырех категорий машин рассматриваются еще две особых категории.

1. Машины и механические приводы с несбалансированным инерционным эффектом (из-за частей с возвратно-поступательным движением), установленные на массивных фундаментах, относительно жестких в направлении измерения вибрации. Машины этой категории широко различаются по конструкции и относительному влиянию сил инерции, вследствие этого они значительно различаются по вибрационным характеристикам. Для машин с относительно жесткими фундаментами вибрации с интенсивностью от 20 до 30 мм/с и выше практически не вызывают повреждений. Еще большие интенсивности вибрации возможны на элементах, удаленных от центра тяжести, при воздействии динамического момента (пары сил).

2. Машины и механические приводы с несбалансированным инерционным эффектом (из-за частей с возвратно-поступательным движением), установленные на фундаментах, относительно податливых в направлении измерения вибрации; машины с вращающимися подвижными относительно вала массами, такие как дробилки, машины с переменным дисбалансом, работающие как автономные агрегаты без связующих элементов, вибрирующие экраны, динамические машины для испытаний на усталость и возбудители вибрации технологических установок. Из-за изолирующего и демпфирующего эффекта податливого фундамента и элементов присоединения машин этой категории допускаются высокие вибрации: на электроприводе до 50 мм/с, на отдельных элементах – до 500 мм/с и более.

Отметим, что для мощных агрегатов и механизмов в соответствии с приведенной таблицей можно допустить вибрации до 4,5 – 7,1 мм/с при длительной эксплуатации и до 11,2 – 18 мм/с перед экстренной остановкой.

2.3. ОСОБЕННОСТИ НОРМИРОВАНИЯ ВИБРАЦИИ В РАЗНЫХ НОРМАТИВНЫХ ДОКУМЕНТАХ

Рассмотрим некоторые стандарты на нормирование вибрации.

Обратим прежде всего внимание на то, что нормы на вибрации практически во всех стандартах прямо или косвенно связаны либо с размерами, либо с массой машин. Нормы, привязанные к мощности машин (см. выше), косвенно характеризуют массу машины. Этот критерий настолько существен, что для машин разной массы предусматривается применение разных ГОСТов. Так, для крупных машин массой более 2000 кг применяется стандарт [79], для машин массой от 0,02 до 0,5 кг – [80], машины с высотой оси до 400 мм нормируются по стандарту [78]. Диапазон изменения допустимых значений вибрации весьма велик: при изменении по массе от минимума до максимума (по ГОСТам [78] и [79]) – в 10 раз, при изменении высоты оси от 60 до 250 мм – в 4 раза.

Рассмотрим ГОСТ 20815–75 (с изменениями 1981 г.) для машин массой выше 2000 кг. Он представляет интерес, поскольку, во-первых, относится к наиболее распространенной и ответственной категории машин и, во-вторых, содержит рациональные принципы нормирования вибрации.

Используются три параметра нормирования, приводим их вместе с допустимыми величинами:

– среднеквадратическое значение (СКЗ) виброскорости в диапазоне частот 10–1000 Гц – до 4,5 мм/с;

– среднеквадратическое значение (СКЗ) виброскорости в октавной полосе частот, включающей частоту вращения (по существу является вибрацией оборотной частоты) – допустимая величина зависит от частоты вращения и меняется от 3,3 мм/с при 3000 об/мин до 2 мм/с при 750 об/мин и ниже; эта величина может использоваться для оценки необходимости балансировки машины;

– для машин с частотой вращения 600 об/мин и ниже используется пиковое значение виброперемещения; умножая на 2 нормативные значения этого параметра, получим норму для более привычного в электроэнергетике параметра – размах виброперемещения S ; рекомендуемая норма после приведения в соответствие с рассматриваемым параметром и преобразований определяется двояко:

$$S_{\max} = 100 \text{ мкм}; \quad (2.1a)$$

$$S_{\max} = 54000 / n \text{ мкм}, \quad (2.1б)$$

где n – рабочая частота вращения в об/мин.

В качестве комментария к нормированию по параметру виброперемещения в ГОСТ 20815-75 отметим, что для самых низких частот вращения (400 об/мин и ниже) нормы (2.1a) и (2.1б) не могут быть применены, поскольку во всех стандартах и нормах, включая нормирование вибрации гидроагрегатов (см. [50, 69]), допустимое значение размаха виброперемещения для этих частот больше 100 мкм, но в то же время не превышают 180 мкм.

Для контроля вибрации по размаху виброперемещения при скоростях вращения ниже 750 об/мин интересной представляется возможность использования норм на вибрации гидроагрегатов [69]. Верхняя граница допустимого диапазона представлена кривой зависимости его от частот вращения, некоторые ее значения после округления приводим в таблице.

n , об/мин	120	180	240	300	600	750	900
S , мкм	170	160	140	120	90	80	70

Приведем допустимые значения размаха виброперемещения по действующим нормам ПТЭ для электродвигателей [50], п. 5.2.10. Они применяются при отсутствии норм завода-изготовителя. Ниже n – синхронная частота вращения, S – размах виброперемещения.

Электродвигатели, соединенные с механизмами, имеющими роторы, подвергающиеся интенсивному поверхностному износу, и старые (более 15 лет):

n , об/мин	3000	1500	1000	750 и менее
S , мкм	50	100	130	160

Все остальные электродвигатели:

n , об/мин	3000	1500	1000	750 и менее
S , мкм	30	60	80	95

Отметим в этой таблице наличие двух близких значений: 100 и 95 мкм. Это некорректно, поскольку при нормировании вибрации принято нормируемые значения брать из некоторого стандартного ряда, в котором соседние значения имеют существенную разницу. Так, в стандартном ряду виброскоростей соседние значения отличаются примерно в 1,6 раза. Исходя из существующих норм на вибрации и принимая во внимание приведенное соображение, для разрабатываемых норм на размах виброперемещения автор предлагает использовать следующий ряд значений (в мкм):

10, 20, 30, 40, 50, 60, 80, 100, 130, 160

Заслуживает особого внимания нормирование вибрации энергетических турбоагрегатов в связи с тем, что эти агрегаты являются весьма крупными и ответственными и практика нормирования их вибрации имеет богатую историю, тесно связанную с техническим прогрессом в вибрационной технике. Нормы вибрации этих агрегатов и общие требования к проведению измерений регламентированы стандартами [84, 85], первый из которых относится к вибрации подшипников, а второй – к вибрации валопроводов. В настоящее время оба стандарта перерабатываются, приводимые ниже сведения учитывают их предполагаемые изменения.

Отметим некоторые важнейшие нормы стандартов [84 и 85]. Значения вибрации подшипников, соответствующие трем пределам таблицы оценочных норм интенсивности вибрации (см. п. 2.2), установлены соответственно 4,5, 7,1 и 11,2 мм/с. Также не допускаются:

- низкочастотная вибрация с интенсивностью более 1 мм/с;
- внезапное и необратимое изменение интенсивности вибрации в двух и более точках на 1 мм/с;
- непрерывный рост интенсивности вибрации с увеличением ее значения за относительно небольшое время на 2 мм/с в любой из точек.

Интенсивность относительной вибрации валопроводов нормируется по размаху виброперемещений шеек роторов в двух ортогональных направлениях. Предельные значения зависят от номинальной скорости вращения. Для наиболее распространенной в энергетике скорости вращения 3000 об/мин три предела, разграничивающие зоны качества (см. п. 2.2), составляют 80, 165 и 260 мкм. Для вибрации валопроводов предусмотрены ограничения по низкочастотной вибрации, внезапному и необратимому изменению вибрации по аналогии с нормами на вибрации подшипников.

Ведомственными нормами предусматривается ограничение абсолютной вибрации контактных колец роторов генераторов: размах виброперемещений в двух ортогональных направлениях должен быть не более 300 мкм.

Наконец, остановимся на некоторых положениях совершенно нового документа [83]: "Вибрация машин с частотой вращения от 10 до 200 с⁻¹. Основные положения по нормированию". (Первая редакция стандарта РФ). Стандарт предназначен служить основой для разработки нормативных документов, в которых устанавливаются нормы на вибрации невращающихся частей машин при эксплуатационном контроле и приемочных испытаниях. Отмечая преимущества и приоритет параметра СКЗ виброскорости, стандарт допускает применение самых разнообразных параметров вибрации, включая и виброускорение. В зависимости от конкретных свойств оборудования может быть изменен (расширен или сужен) учитываемый частотный диапазон вибрационного сигнала. В стандарте отмечается, что при измерении размаха виброперемещения в большинстве слу-

чаях используемая виброаппаратура содержит детектор, измеряющий вместо размаха виброперемещения некоторую адекватную величину (равную СКЗ виброперемещения, умноженному на 2.82).

В разделах "Измерения вибрации" и "Критерии оценки вибросостояния машин" рассматриваемого стандарта просматривается диагностическая функция контроля вибрации. Наряду с обычными измерениями интенсивности вибрации стандарт предполагает целый комплекс специальных измерений:

- измерение изменений вибрации: при чрезмерных изменениях последние рассматриваются как проявление возникающего дефекта, величину изменения вибрации рекомендуется использовать как критерий оценки вибрации наряду с параметром уровня вибрации;
- измерение ударных импульсов либо специальных параметров, например пик-фактора, а также включение в частотный диапазон более высоких частот для диагностирования повреждений подшипников качения;
- векторный анализ оборотной вибрации с измерением фазы, определение изменений вектора оборотной вибрации;
- измерения вибрации на фундаменте агрегата;
- оценка окружающей вибрации путем измерений на остановленном агрегате, измеренные значения не должны превышать одной трети от рекомендуемых предельных значений на работающем агрегате;
- оценка чувствительности вибрации к дисбалансу для принятия мер при чрезмерной чувствительности;
- измерение параметров спектра и кепстра.

В стандарте сказано: "Вибрационное состояние многих типов машин может быть оценено по интенсивности вибрации, определенной в одной точке измерения". Оговорено, что это не может быть отнесено к крупным машинам, где оценка вибрации должна производиться по крайней мере в нескольких точках. Во всяком случае требование измерять вибрацию в трех направлениях на каждом подшипнике не является обязательным. Например, в случае, когда для контроля вибрации небольшого механизма используется стационарная аппаратура, целесообразно установить датчики вибрации в одной – двух точках, где в наибольшей мере проявляются ожидаемые повреждения. Это обеспечит необходимый контроль за состоянием механизма и снизит до минимума затраты на аппаратуру.

2.4. О ПЕРИОДИЧНОСТИ КОНТРОЛЯ ВИБРАЦИИ ПЕРЕНОСНЫМИ ПРИБОРАМИ

Периодичность контроля вибрации переносными средствами обычно регламентируется местными и ведомственными нормами и инструкциями.

Приведем некоторые примеры.

Периодичность контроля вибрации подшипников турбоагрегатов при отсутствии непрерывного контроля стационарной аппаратурой составляет не более 1 месяца (см. [50]). Периодичность контроля вибрации контактных колец генераторов составляет не более 3 месяцев (там же).

Особый интерес представляют рекомендации [69] по периодичности контроля вибрации гидроагрегатов: они дают представление о возможных максимальных интервалах между виброизмерениями. Эти интервалы зависят от оценки вибрации и варьируют в пределах от 4 – 6 лет при оценке "отлично", до двух месяцев при оценке "неудовлетворительно (временно допустимо)".

В связи с тем, что периодичность контроля в большинстве случаев действующими нормами не регламентирована, уместны будут рекомендации автора по определению сроков контроля вибрации.

Оценка показывает, что рациональное определение периодичности контроля вибрации повышает его эффективность при общем сокращении количества выполняемых измерений и соответственно связанных с ними затрат.

Периодичность контроля вибрации должна определяться так, чтобы своевременно прогнозировать возможность повреждения агрегата по изменениям вибрации.

Во всех случаях контроль вибрации должен производиться при пуске (опробовании) после ремонта механизма. Известны случаи, когда вследствие ошибок при сборке во время ремонта механизм разрушался в первые минуты после пуска из ремонта.

Нет необходимости периодически контролировать вибрацию небольших механизмов, о которых заведомо известно, что их надежность обеспечивает безаварийную эксплуатацию в течение всего межремонтного срока, хотя этот контроль и не может быть вредным; обычно для таких механизмов предусматривают наибольший период контроля либо ограничиваются контролем перед и после ремонта.

Должно быть учтено, что некоторые механизмы получают наибольший износ подшипников качения не во время работы, а во время простоя в резерве, если фундамент этого механизма имеет высокую вибрацию. Для таких механизмов целесообразно дополнительно контролировать вибрацию при пуске из резерва.

Некоторые механизмы требуют особой заботы из-за их недостаточной надежности, из-за неудовлетворительного состояния опорных узлов, при повышенной вибрации, при наблюдаемом непрерывном росте вибрации. Для них может быть установлен специальный короткий период контроля вибрации либо даже переменный. Для таких случаев могут быть исполь-

зованы специальные расчеты, обычно реализуемые в виде технологических программ, которые, по данным предшествующих измерений, по характеру изменения вибрации во времени (тренду вибрации) определяют целесообразный срок следующего измерения.

Периодичность контроля вибрации определяется, таким образом, многими факторами и должна быть определена для разных агрегатов на основе опыта их эксплуатации.

При всем многообразии факторов, определяющих периодичность контроля вибрации, последняя не должна иметь чрезмерно сложной структуры и для всего оборудования должна определяться несколькими простейшими правилами или таблицами.

2.5. СТАТИСТИЧЕСКИЙ ПОДХОД К НОРМИРОВАНИЮ ВИБРАЦИИ

Следует остановиться на статистическом методе определения нормативных значений интенсивности вибрации.

Нормы на вибрации не должны быть сложны и многообразны. С другой стороны, известно, что роторные машины отличаются большим разбросом вибрационных свойств. Даже в связи с отличиями рассматриваемых машин по размерам и массе нельзя использовать универсальные нормы. Представляется целесообразным учесть опыт безаварийной эксплуатации механизмов и по крайней мере для некоторых из них определить нормативные значения статистическим методом [12].

Предельно допустимое значение вибрации определяется как верхний толерантный предел максимальных значений интенсивности вибрации по всей выборке измерений для рассматриваемого вида (типа) машин; в простейшем случае это значение равно максимальному из наблюдавшихся значений после его округления до ближайшего из стандартного ряда.

Пусть максимальные значения интенсивности вибрации на механизмах рассматриваемого типа суть A_i , где $i = 1, 2, \dots, n$ – порядковые номера механизмов. Среднее значение MA , отклонения значений Δ_i и среднеквадратическое отклонение σ определим по формулам:

$$\left. \begin{aligned} MA &= \frac{\sum A_i}{n}; \\ \Delta_i &= |A_i - MA|; \\ \sigma^2 &= \frac{\sum \Delta_i^2}{n-1} \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

Для предельно допустимого значения интенсивности вибрации используем формулу

$$T = MA + t\sigma, \quad (2.3)$$

где t – коэффициент, принимающий значения от 0 до 3.

Для трех пограничных пределов, определяющих зоны качества, можно использовать значения T , получаемые по формуле (2.3) при разных значениях коэффициента t в указанных пределах, например 0, 1 и 2.

Рассмотрим пример.

На 10 механизмах максимумы СКЗ виброскорости в мм/с составили соответственно:

5,3; 12,0; 3,5; 7,8; 6,1; 1,9; 5,8; 9,1; 4,5; 7,0.

Среднее значение равно

$$(5,3+12,0+3,5+7,8+6,1+1,9+5,8+9,1+4,5+7,0)/10 = 6,3.$$

Отклонения равны:

1,0; 5,7; 2,8; 1,5; 0,2; 4,4; 0,5; 2,8; 1,8; 0,7.

Определим среднеквадратическое отклонение

$$\sigma^2 = (1+32,49+7,84+2,25+0,04+19,36+0,25+7,84+3,24+0,49)/(10-1), \\ \sigma^2 = 8,31; \sigma = 2,88$$

Для $t = 2$ допустимая вибрация составляет

$$T = 6,3 + 2 \cdot 2,88 = 12,06.$$

Обратим внимание на то, что найденное значение T практически совпадает с максимальным. Округлив полученное значение до ближайшего значения стандартного ряда, получим норму 11,2 мм/с. Отметим, что в соответствии с этой нормой второй механизм нуждается в наладке.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ИСТОЧНИКИ И ПРИЧИНЫ ПОВЫШЕННОЙ ВИБРАЦИИ

1. МЕХАНИЧЕСКИЙ ДИСБАЛАНС

1.1. ПРОИСХОЖДЕНИЕ ДИСБАЛАНСА

Наиболее распространенным источником повышенной вибрации является механический дисбаланс роторов.

Дисбаланс неизбежно возникает при изготовлении, ремонте и эксплуатации роторов. Деталь, обладающая конструктивной симметрией, может иметь дисбаланс из-за технологических отклонений от осевой симметрии и неоднородности материала. Пазы на роторах генераторов и других электрических машин могут иметь некоторое отклонение по глубине и ширине. Элементы обмотки роторов электрических машин, рабочие лопатки и лопасти рабочих колес и другие насадные детали роторов машин и механизмов несколько отличаются друг от друга по массе и форме. Профилактический учет этих отличий не вполне компенсирует их влияние на дисбаланс роторов. При насадке на ротор деталей с натягом, в особенности имеющих большие размеры, появляется дисбаланс, вызванный искривлением оси вала. При наличии посадочных зазоров дисбаланс возникает вследствие неопределенности положения насадной детали в пределах зазора.

В процессе эксплуатации дисбаланс возникает из-за поломок рабочих лопаток и бандажных связей, отложений солей и эрозийного износа турбинных роторов, из-за уплотнения неметаллических элементов обмотки ротора электрической машины в первый период эксплуатации, из-за релаксации внутренних технологических напряжений, вызывающих прогиб роторов. Нет надобности особо останавливаться на появлении дисбаланса при всевозможных авариях.

1.2. ВЛИЯНИЕ ДИСБАЛАНСА НА ВИБРАЦИЮ

Влияние дисбаланса на вибрацию определяют возникающие при вращении центробежные силы (см. выше), создающие вынужденные колебания роторов с частотой вращения.

Проявление механического дисбаланса состоит в том, что вибрация имеет преимущественно оборотную частоту и является функцией частоты вращения вала. При отсутствии других причин вибрация не зависит от режима работы агрегата под нагрузкой. Это и является диагностическими признаками механического дисбаланса.

Распределение дисбаланса по длине роторов определяет соотношение амплитуд и фаз вибрации в разных точках машины, а также вид амплитудно-фазочастотных характеристик (АФЧХ) вибрации, в частности вибрации на резонансных частотах вращения. Сущность динамических явлений, связанных с действием дисбаланса, рассмотрена в гл. 1 (п. 5), а подробности его влияния на вибрацию в разных случаях рассматриваются специально в последующих главах 4 и 5.

Существенную вибрацию при наличии некоторых дефектов, например, при пониженной динамической жесткости опорной системы, при расцентровках, при резонансе вблизи номинальной частоты вращения возбуждает механический дисбаланс, имеющий умеренную и, безусловно, приемлемую для нормальных случаев величину.

Дисбаланс дополнительно создает высокочастотную вибрацию с кратными частотами, что связано прежде всего с нелинейностью опор (см. ниже), это более всего проявляется при чрезмерных величинах дисбаланса прежде всего вследствие ударных динамических возмущений.

2. ОСТАТОЧНЫЙ ПРОГИБ РОТОРА

Остаточный прогиб ротора представляет собой искривление его геометрической оси, которое обнаруживается, например, путем индирования ротора (определения боя ротора в разных сечениях посредством индикатора) при разобранной машине. Остаточный прогиб ротора не зависит от нагрузки и теплового состояния машины в отличие от теплового прогиба (см. ниже). Три основных проявления остаточного прогиба ротора состоят в следующем (см. рис. 3.1):

- возникновение механического дисбаланса, соответствующего смещению масс ротора относительно оси вращения;
- возникновение наклонов осей шеек ротора к оси вращения, вызывающих кинематическое возбуждение опор;
- смещение муфт как в радиальном, так и в торцевом направлениях, что вызывает возмущающие силы с частотой вращения как на прогнутом роторе, так и на соседних роторах.

Наибольшее влияние на вибрацию оказывает связанный с прогибом дисбаланс. Он проявляется в основном как механический дисбаланс (см. п. 1 этой главы) с той особенностью, что для гибких роторов его воздействие на вибрацию при первой критической скорости вращения заметно более сильное, чем на вибрацию при рабочей скорости. Как

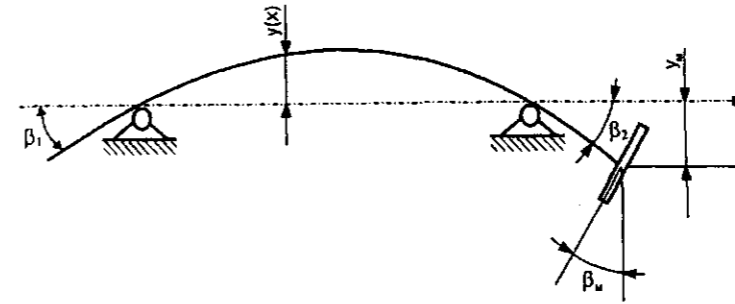


Рис. 3.1. Параметры прогиба:

$u(x)$ – смещение масс; β_1, β_2 – наклоны шеек; β_m – торцевой бой муфты; β_n – радиальный бой муфты

и механический дисбаланс, дисбаланс от прогиба может быть скомпенсирован балансировкой ротора, во многих случаях этого мероприятия бывает достаточно для компенсации влияния прогиба на вибрацию.

Характерным при прогибе ротора является появление осевой вибрации, вызванной наклонами осей шеек ротора к оси вращения (см. ниже п. 9), сильнее это проявляется на подшипниках жестких роторов. Осевая вибрация может сохраняться и после балансировки прогнутого ротора.

Смещение консольных участков прогнутого ротора вызывает одновременно коленчатость и излом оси в плоскостях соответствующих жестких муфт, а в подвижных муфтах возникает несоосность рабочих венцов полумуфт и шеек роторов. Влияние этих отклонений на вибрацию рассматривается ниже (п. 4 этой главы).

Дополнительно отметим, что при прогибе гибких роторов характерны весьма высокие вибрации на первой критической скорости вращения.

Наиболее надежно прогиб ротора определяется его индированием на остановленной машине либо непосредственно показаниями прибора прогиба ротора при медленном его вращении, если машина таким прибором оснащена.

3. ПОГРЕШНОСТИ ГЕОМЕТРИИ ШЕЕК РОТОРОВ

Микронеровности поверхности шеек роторов в подшипниках скольжения на вибрацию непосредственно не влияют. Их косвенное влияние на вибрацию состоит в том, что они вызывают повышенный износ баббита на вкладышах подшипников и соответствующую деградацию формы рас-

точки вкладыша, которая влияет на вибрацию непосредственно (см. п. 12 этой главы).

Макронеровности шейки, влияющие на вибрацию, для каждого сечения могут быть представлены в виде ряда, первым членом которого является эллипсность, а остальные – величины гранности с числом граней 3, 4 и т.д.

Конусность шеек на вибрацию не влияет, однако она предполагает соответствующую конусную форму расточки вкладыша.

Из кинематических соображений ясно, что гармонические составляющие вибрации, связанные с макронеровностями шейки, имеют кратность, равную числу граней.

Технология изготовления роторов обеспечивает достаточно низкую величину гранности, которая на вибрацию практически не влияет. Существенные неровности могут возникнуть лишь при применении особых способов обработки поверхности шеек, например, при ручном опиливании поврежденной шейки, при этом в разных сечениях по длине шейки могут иметь место разные нарушения геометрии.

Наибольший вклад в вибрацию вносит эллипсность шеек, которая представляет собой разность между максимальным диаметром шейки и диаметром в перпендикулярном направлении. Строго говоря, при наличии других существенных неровностей эллипсность определяется, как вторая гармоническая составляющая боя поверхности шейки относительно ее геометрической оси. Эллипсность возбуждает вибрацию с двойной оборотной частотой, что непосредственно объясняется кинематическими соображениями. Заметное влияние на вибрацию возникает обычно при эллипсности более 20 мкм.

4. ДЕФЕКТЫ МУФТ

4.1. ЖЕСТКИЕ И ПОЛУЖЕСТКИЕ МУФТЫ

В крупном энергомашиностроении наиболее распространены жесткие и полужесткие муфты. Весьма существенно влияют на вибрацию дефекты сопряжения жестких муфт – коленчатость и излом оси (рис. 3.2).

При этих дефектах, с одной стороны, возникает дисбаланс за счет смещения осей центров масс, с другой стороны, оси поверхностей шеек роторов оказываются смещенными относительно оси вращения. Последнее обстоятельство предполагает круговое движение шеек внутри вкладышей или кинематическое возбуждение, независимо от устанавливаемых балансировочных грузов, в особенности при наличии коленчатости.

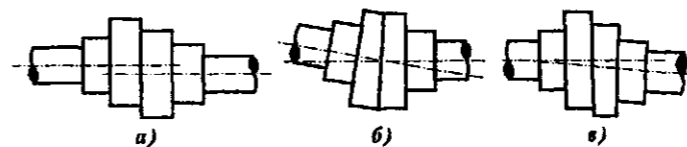


Рис. 3.2. Дефекты сопряжения жестких (полужестких) муфт:
а – коленчатость; б – излом оси; в – общий случай

Допускаемые величины коленчатости и излома оси приводятся в главе 6, посвященной предупреждению вибрации.

По характеру вызываемой вибрации дефекты сопряжения весьма близки к дисбалансу. При опирании двух роторов на три подшипника коленчатость эквивалентна дисбалансу ротора, не имеющего второй опоры: дисбаланс соответствует смещению оси этого ротора на величину коленчатости. Для этого случая коленчатость в обычном понимании не существует.

При наличии у двух соединяемых роторов четырех опор коленчатость чаще всего приводит к противофазной вибрации соседних с муфтой подшипников. Дефекты сопряжения четырехопорной системы двух роторов обычно не приводят к такому существенному росту вибрации на первой критической частоте вращения, как прогиб ротора.

Еще одним следствием коленчатости является повышение (изменение) вибрации двойной оборотной частоты, которое особенно заметно, если соседние с муфтой подшипники расположены в одном корпусе относительно близко друг к другу. Механизм этого ясен из кинематических соображений: при медленном вращении ротора ось его дважды за один оборот вынуждена подняться и опуститься, следуя за двумя "горбами" колена. Изменение вибрации двойной оборотной частоты обычно невелико, но оно имеет важное значение при диагностировании коленчатости.

Однако этот признак не является безусловным: его проявление зависит от конкретных свойств агрегата и наличия других дефектов. В то же время при коленчатости возникают достаточно характерные гармоники с трехкратной оборотной частотой и более высокой кратности. Неоднозначность конкретных проявлений коленчатости иллюстрирует приводимая таблица, составленная по данным реальных измерений [43].

Дополнительным признаком коленчатости может служить невозможность компенсировать оборотную вибрацию средствами балансировки.

Влияние колечатости на вибрацию в некоторой точке на подшипнике, соседнем с муфтой

Колечатость, мкм № гармоники	Интенсивность кратных гармоник, мм/с					
	1	2	3	4	5	6
Случай первый						
130	1,9	0,1	1,4	0,6	0,9	0,9
10	0,2	0,6	0,1	0,1	0	0
Случай второй						
90	3,8	0,6	0,8	1,3	2,7	1,0
20	4,1	0,3	0	0	0	0

Излом оси создает возмущение с оборотной частотой на обоих соединяемых роторах, при этом возмущающие силы на соседних с муфтой подшипниках обычно соизмеримы с возмущающими силами на удаленных.

Для гибких роторов излом оси влияет на вибрацию аналогично распределенному дисбалансу, устойчивых соотношений между влияниями его на вибрации разных точек при этом не наблюдается: они сильно зависят от конкретных динамических свойств агрегата.

Для жестких роторов излом оси можно достаточно достоверно диагностировать по фазовым соотношениям воздействий его на вибрацию: фазы вибраций ближних с муфтой подшипников близки между собой и отличаются от фаз удаленных подшипников примерно на 180°. Это же соотношение наблюдается и на гибких роторах на выбеге или развороте при скоростях вращения существенно ниже резонансных.

Полужесткие муфты ведут себя аналогично жестким. Наличие упругих элементов несколько уменьшает влияние дефектов сопряжения. Не следует преувеличивать компенсирующие способности волновых компенсаторов, так как они обычно обладают высокой жесткостью. Компенсаторы позволяют снизить влияние излома оси, гораздо хуже компенсируется колечатость; при наличии одной "волны" компенсатора влияние колечатости практически не снижается.

Дефекты сопряжения роторов появляется в процессе ремонта при насадке муфт и при их сборке, а также в результате прогиба одного из соединяемых роторов (см. п. 2 этой главы).

На вибрацию также влияет ослабление посадки муфт, при этом под действием центробежной силы и крутящего момента происходит смещение оси, эквивалентное колечатости. Посадочный натяг в зависимости от мощности и конструкции агрегата выбирается в пределах от $3 \cdot 10^{-4}$ до $6 \cdot 10^{-4}$.

4.2. ПОДВИЖНЫЕ МУФТЫ

В подвижных муфтах повышение вибрации вызывается следующими дефектами:

- несоосностью рабочих венцов полумуфт и шеек роторов;
- отсутствием контакта рабочих поверхностей по всем зубьям, пружинам, кулачкам и т.п.;
- недостаточной чистотой рабочих поверхностей;
- износом, нарушающим правильную форму рабочих поверхностей;
- плохой смазкой;
- заклиниванием подвижных элементов в исходном состоянии и при некоторых относительных перемещениях роторов.

При смещении венцов полумуфт и при малых крутящих моментах муфта работает одним зубом (кулачком). Возникает неуравновешенное усилие Q , пропорциональное крутящему моменту M :

$$Q = \frac{M}{r} \leq \frac{0,3M_{\text{ном}}}{r}, \quad (3.1)$$

где r – радиус муфты, $M_{\text{ном}}$ – номинальный момент.

Усилие действует на оба соседних с муфтой подшипника в противоположных направлениях с оборотной частотой. По мере роста крутящего момента валы взаимно смещаются в соответствии с суммарным эксцентриситетом венцов, к силам по формуле (3.1) добавляются центробежные силы, вызванные этим смещением. После того, как в работу вступает один из противоположных зубьев (кулачков, пальцев, пружин и т.п.), роторы фиксируются с некоторой колечатостью; дальнейший рост возмущающей силы прекращается. Обычно этот момент наступает при нагрузке 0,1 – 0,3 номинальной.

При большом трении из-за недостаточной чистоты или смазки муфта может заклинить в случайном положении с некоторой колечатостью и изломом. До этого момента из-за действия сил трения муфта может быть источником неопределенных возмущений, вызывающих вибрацию разного уровня и частоты. В частности, дефекты муфты могут способствовать возбуждению низкочастотных колебаний.

Если большое трение сопровождается существенной расцентровкой соединяемых валов, то заклиниванию препятствуют силы, вынуждающие подвижные элементы перемещаться, преодолевая трение. Силы этого трения в осевом направлении при некотором угловом

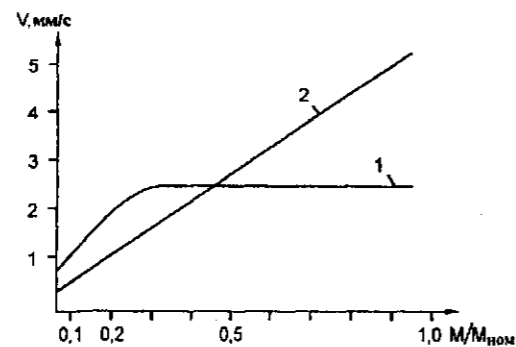


Рис. 3.3. Зависимость вибрации опоры от дефектов подвижных муфт:
1 – вибрация оборотной частоты;
2 – вибрация двойной оборотной частоты

положении ротора φ для некоторой неподвижной осевой плоскости определяются выражением

$$F_{тр}(\varphi) = \frac{Mf(\varphi)}{r}, \quad (3.2)$$

где $f(\varphi)$ – коэффициент трения.

Из-за асимметрии износа трущихся поверхностей коэффициент трения $f(\varphi)$ меняется по окружности муфты и для каждого диаметра муфты имеет свое значение, достигая максимума для того диаметра, на котором располагается место наибольшего износа. В связи с этим переменная в неподвижной системе координат, составляющая силы $F_{тр}(\varphi)$, имеет двойную оборотную частоту, поскольку каждый диаметр появляется в некоторой рассматриваемой неподвижной осевой плоскости дважды. Эта переменная составляющая силы вызывает возмущения опор и вибрацию двойной оборотной частоты.

По мере роста момента, передаваемого муфтой, рассматриваемые силы возрастают практически пропорционально ему (3.2), адекватно меняется вибрация двойной оборотной частоты.

Характерная зависимость вибрации от крутящего момента для подвижных муфт представлена на рис. 3.3.

5. РАСЦЕНТРОВКА ПО МУФТАМ

Взаимное положение осей соседних роторов при разобранных муфтах характеризует их центровку. Расцентровка – нарушение центровки, состоящее в отклонении осей подшипников от такого положения, при котором совпадают оси опирающихся на них роторов с разъединенными муфтами. Расцентровку контролируют путем измерений соответствующих зазоров по торцам и по окружности фланцев разобранных муфт в процессе проворачивания роторов, а исправляют посредством перемещений опорных вкладышей. Способы измерения и исправления расцентровки описаны в [1, 45].

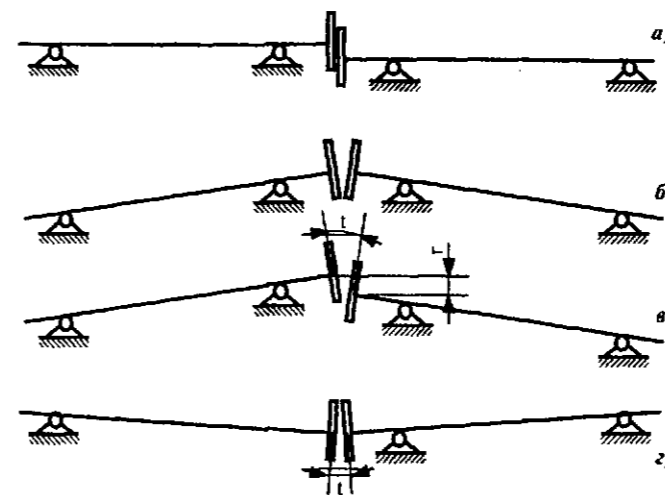


Рис. 3.4. Расцентровка, состояние роторов при разъединенных муфтах:
а – радиальная расцентровка; б – торцевая расцентровка; в – общий случай;
г – расцентровка трехопорной системы роторов; r – величина радиальной расцентровки,
t – величина торцевой расцентровки

Различают два вида расцентровок по муфтам: радиальную и торцевую (см. рис. 3.4). Радиальная расцентровка – расстояние между осями соседних роторов в плоскости муфты, торцевая – угол между этими осями.

Из приведенного определения расцентровки следует, что она не имеет ничего общего с такими дефектами сопряжения роторов, как колленчатость и излом (см. выше); эти дефекты могут быть и при идеальной центровке, точно так же, как расцентровка может быть при идеальном сопряжении роторов. Это замечание тем более уместно, что нередко путают радиальную расцентровку с колленчатостью, а торцевую – с изломом оси.

После сборки жестких муфт взаимное положение осей роторов определяется не расцентровкой, а качеством сопряжения: при отсутствии дефектов оси роторов совпадут. Расцентровка при этом вызывает изменение опорных реакций. При радиальной расцентровке горизонтальных валов разгружаются опоры, расположенные ниже, соседние опоры при этом нагружаются. При раскрытии муфты внизу разгружаются соседние с муфтой подшипники и нагружаются удаленные, при раскрытии вверху – наоборот. Соответствующие горизонтальные реакции возникают при расцентровках в горизонтальной плоскости. Для оптимального распределения нагрузок на опоры обычно задается раскрытие по торцу муфты внизу.

Расцентровка при жестких муфтах не создает сама по себе возмущающих сил, ее влияние на вибрацию определяется изменением жесткости смазочного слоя опорных подшипников за счет изменения опорных реакций: при увеличении нагрузки на опору жесткость обычно увеличивается и наоборот. Влияние этого фактора на вибрацию особенно велико вблизи резонанса, так как при этом небольшое изменение жесткости может вывести систему из резонанса или, напротив, существенно приблизить его. Масштаб изменений вибрации при расцентровке зависит от величины и места приложения возмущающих сил, вызванных, например, дисбалансами [23].

Следствием изменения опорных реакций при расцентровках может быть низкочастотная вибрация. Механизм ее будет рассмотрен ниже.

Предельным случаем является полная разгрузка одного из подшипников, а иногда даже изменение в нем направления реакции на противоположное. Воздействие на вибрацию таких чрезмерных расцентровок непредсказуемо оно зависит от многих факторов. Вибрация при этом может возрасти до недопустимых значений, может приобрести тенденцию к непрерывному и неограниченному возрастанию, а может вовсе не измениться и даже снизиться. Известен, например, случай, когда на турбоагрегате мощностью 300 МВт один из ригелей фундамента переломился и стоящий на нем подшипник провалился и повис на роторе; при этом вибрация сохранилась на весьма низком уровне.

Иначе ведут себя при расцентровке роторы с подвижными муфтами. Оси роторов таких муфт при сборке остаются взаимно смещенными. При вращении соседние точки полумуфт находятся в относительном движении, сопровождающемся трением и износом подвижных элементов. Вследствие трения при расцентровках в подвижных муфтах возникают возмущающие силы тем большие, чем больше расцентровка и крутящий момент, при этом преобладает вибрация с двойной оборотной частотой (см. рис. 3.3). При достаточной чистоте и хорошей смазке трущихся поверхностей муфт расцентровки до 0,3 мм не приводят к ощутимому повышению вибрации.

Расцентровка машины может возникнуть в процессе эксплуатации. На энергетических турбоагрегатах расцентровка возникает из-за тепловых деформаций фундамента и опор, а также под действием вакуума в конденсаторе. При прогреве агрегата опоры меняют свое высотное положение: в зоне высоких температур перемещения колонн фундамента и опор преобладают, возникает тепловая расцентровка (рис. 3.5) [22, 23].

Расцентровка может быть следствием неравномерных осадков фундамента [47], а также износа опорных подшипников. Эти явления

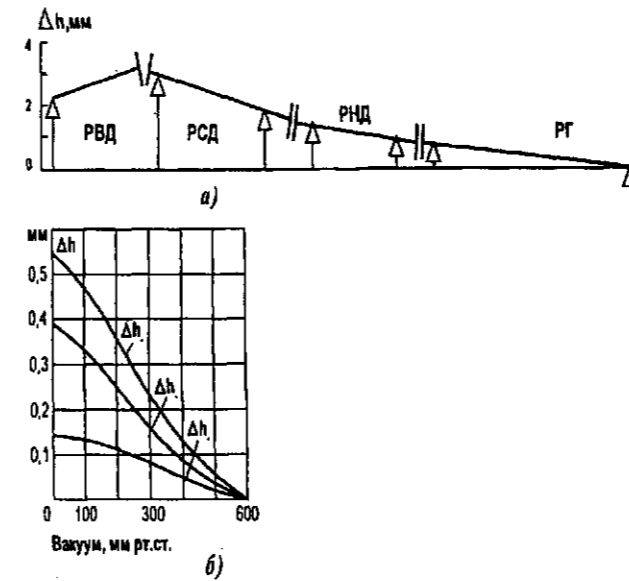


Рис. 3.5. Расцентровка турбоагрегата К-300-240:

а – тепловые перемещения верхнего строения фундамента; б – просадка опор № 3 – 5 под действием вакуума

ненормальны и должны предупреждаться соответствующими мероприятиями.

Центровка роторов при ремонте должна по возможности учитывать перемещение опор в процессе нагружения и прогрева агрегата. В настоящее время отсутствуют систематизированные рекомендации для разных типов машин по расцентровке в холодном состоянии. При центровке следует руководствоваться рекомендациями заводов-изготовителей и результатами измерений расцентровок при специальных исследованиях. При создании предварительной расцентровки в холодном состоянии следует обеспечить приемлемый уровень напряжений в элементах муфты при всех режимах работы машины.

При отсутствии конкретных норм на центровку можно использовать существующие рекомендации [1]: для жестких муфт разность замеров в диаметральных точках не должна превышать 0,04 мм, для полужестких 0,05–0,06 мм, для пружинной муфты по торцу 0,06 мм, по окружности 0,08 мм.

Опасность расцентровки состоит не столько в ее воздействии на вибрацию, сколько в чрезмерных напряжениях в роторе и, прежде всего, в соединительных болтах жестких муфт. Случаи разрушения болтов вследствие расцентровок не единичны, а их возможные последствия чрезвычайны.

чайно опасны. Это определяет необходимость диагностирования расцентровок. Другим опасным следствием расцентровки является появление чрезмерной нагрузки на подшипники, сопровождающееся недопустимым ростом их температуры и повышенным износом.

К сожалению, не может быть надежных универсальных алгоритмов определения расцентровки по вибрационным параметрам: в каждом случае ее вибрационное проявление имеет свой неповторимый характер. Необходимость диагностировать расцентровку заставляет прибегать к ее непосредственному измерению по смещениям опор, об этом пойдет речь в главе 4. При установленной на роторе аппаратуре относительной вибрации валов о расцентровке можно судить по невибрационному (квазипостоянному) перемещению осей роторов относительно вкладышей. Характер воздействия расцентровки на вибрацию в каждом случае может быть определен специальными испытаниями, что позволяет в ряде случаев судить о расцентровке по изменениям вибрации.

6. ПОНИЖЕННАЯ ЖЕСТКОСТЬ ОПОРНОЙ СИСТЕМЫ

Причиной повышенной вибрации может быть недостаточная жесткость опорной системы. Влияние жесткости опор на вибрацию очевидно. Амплитуда вибрации A обратно пропорциональна динамической жесткости c_d :

$$A = \frac{P_0}{c_d}, \quad c_d = \sqrt{(c - m\omega^2)^2 + (2h\omega m)^2} \quad (3.3)$$

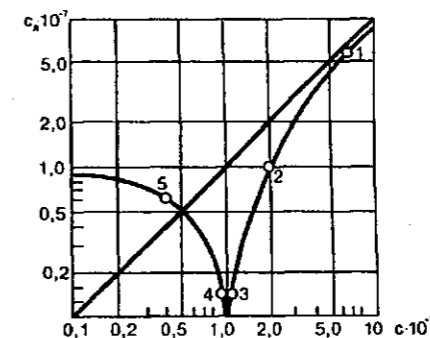
Здесь c_d — динамическая жесткость; c — статическая жесткость; P_0 — амплитуда возмущающей силы с частотой ω .

Зависимость $c_d = f(c)$ для некоторой частоты ω , соответствующая выражению (3.3), представлена на рис. 3.6.

Из графика видно, что в дорезонансной зоне (участок кривой 1 — 2) динамическая жесткость примерно пропорциональна жесткости опоры c . К существенному снижению c_d приводит снижение жесткости c вблизи резонанса (участок 2 — 3). Напротив, в зарезонансной зоне вблизи резонанса снижение жесткости c повышает динамическую жесткость c_d (участок 4 — 5), при удалении от резонанса c_d практически не зависит от c .

Как видно из графика, минимальное значение c_d соответствует участку кривой 3 — 4 и наблюдается при совпадении частоты вращения ω с собственной частотой колебаний опоры.

Рис. 3.6. Зависимость динамической жесткости c_d от статической c ($m\omega^2 = 1 \cdot 10^7$ Н/см; $2h\omega m = 0,1 \cdot 10^7$ Н/см): 1—2 — дорезонансная зона; 3—4 — резонансная зона; 4—5 — зарезонансная зона



При резонансе даже небольшие возмущающие силы приводят к чрезмерной вибрации опоры. Для устранения этого явления необходима отстройка опорной системы от резонанса изменением ее жесткости (обычно в сторону увеличения) или массы.

Чтобы увеличить динамическую жесткость системы, состояние которой соответствует участку 4 — 5, требуется существенное повышение жесткости c . В практике имели место случаи, когда недостаточное ужесточение опор для снижения вибрации оказывалось безрезультатным, хуже того, иногда при этом система попадала в резонанс и вибрация резко увеличивалась. С другой стороны, если опора находится в резонансе, то ослабление статической жесткости, например установка под опору податливой прокладки, существенно повышает динамическую жесткость c_d и способствует снижению вибрации.

Большинство роторов мощных быстроходных машин работает в дорезонансной области по отношению ко второй критической частоте. Соответственно снижение жесткости опор c приводит к существенному снижению динамической жесткости c_d и заметному повышению вибрации.

Наличие резонансных явлений на частоте вращения, двойной оборотной частоте и на других кратных частотах и связанная с этим пониженная динамическая жесткость чаще всего определяются конструкцией машины. Борьба с этими явлениями нередко требует реконструкции опорной системы и лишь в немногих случаях сводится к простейшим мероприятиям по ужесточению опор либо подгрузению их (увеличению массы).

Ослабление жесткости опор в процессе эксплуатации может быть результатом одного из следующих факторов:

- отрыва фундаментной плиты от фундамента;
- "опрокидывания" корпуса подшипника при движении его по фундаментной плите, например, вследствие заедания;
- местного отрыва опорной поверхности корпуса подшипника под действием разгружающего реактивного момента статора;

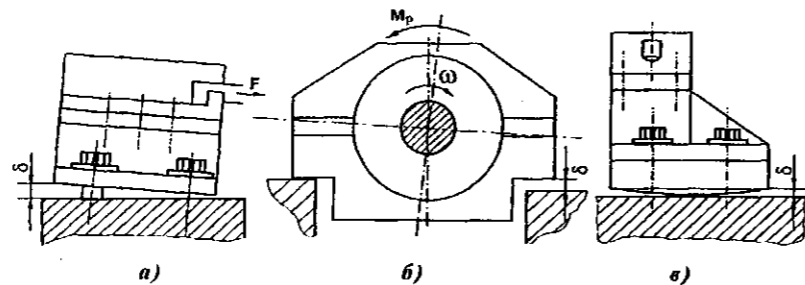


Рис. 3.7. Снижение жесткости опор:
a – при «опрокидывании» корпуса подшипника; *б* – вследствие отрыва опорной поверхности под действием реактивного момента статора; *в* – при деформации опорной поверхности

- ослабления резьбовых соединений крепления вкладыша, корпуса подшипника, фундаментной плиты (фундаментных болтов);
- появления трещин в фундаменте;
- коробления опорной поверхности;
- деформации фундамента под действием осевых усилий, возникающих при тепловых перемещениях (например, закручивание ригеля в районе подшипника № 2 энергетических турбоагрегатов мощностью 300 МВт).

На рис. 3.7 представлены некоторые случаи снижения жесткости опор.

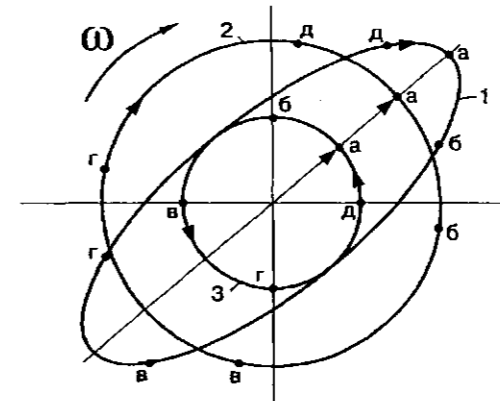
7. ВЛИЯНИЕ АНИЗОТРОПНОСТИ И НЕЛИНЕЙНОСТИ ОПОР НА ХАРАКТЕР ВИБРАЦИИ

Реальные опоры в вертикальном и поперечном направлениях обладают различной жесткостью, это свойство опор называется анизотропностью.

Анизотропность и нелинейность в общем случае не связаны с какими-либо дефектами, тем не менее их влияние на характер вибрации оказывается существенным.

Для двух ортогональных направлений вследствие анизотропности рабочая частота вращения располагается в разных областях по отношению к ближайшей резонансной (например, в докритической и закритической), соответственно, для этих направлений имеют место разные коэффициенты динамичности и разные сдвиги по фазам. В общем случае для этих направлений характерны не только разные по амплитуде вибрации, но и отличающиеся разности фаз вибрации на подшипниках одного ротора. При определенных условиях в предельном случае на опорах

Рис. 3.8. Траектория центра сечения вала:
 1 – эллиптическая прецессия; 2 – составляющая прямой круговой прецессии; 3 – составляющая обратной круговой прецессии



ротора в вертикальном направлении может преобладать противофазная вибрация, а в поперечном – синфазная и наоборот. Траектория движения оси вращающегося ротора, или прецессия, при наличии только оборотных составляющих перемещений вследствие анизотропности является эллиптической, при этом ось эллипса обычно наклонена к горизонтали. Эллиптическая траектория может быть представлена в виде суммы прямой и обратной круговых прецессий (рис. 3.8).

В практике можно встретиться с таким парадоксом, когда преобладающей является обратная круговая прецессия, это в общем случае не является признаком какого-либо дефекта, а соответствует определенной анизотропности опор и характеру действующих динамических нагрузок.

Соответствующие колебания совершают точки поверхности подшипника. При этом на симметричном относительно вертикальной осевой плоскости подшипнике возникает асимметричная вибрация (рис. 3.9). Не следует, таким образом, связывать асимметричную вибрацию исключительно с односторонним нарушением жесткости опоры, например с отрывом фундаментной плиты с одной стороны.

Нелинейная жесткость опор характеризуется нарушением пропорциональности между возмущающими силами и деформациями. Вследствие этой нелинейности при гармонических или близких к гармоническим перемещениям вала опорная реакция может иметь сложный спектр, содержащий гармоники разных частот. Высшие гармонические составляющие опорных реакций возбуждают колебания опор с соответствующими частотами. Обычно высшие гармоники по амплитуде невелики, но при резонансных явлениях могут наблюдаться высокие вибрации с кратными частотами. Известны случаи колебаний опоры мощной турбины с тройной оборотной частотой интенсивностью более 15 мм/с.

Существенную нелинейность и анизотропность имеет масляный слой: поперечная жесткость масляной пленки примерно в 10 раз

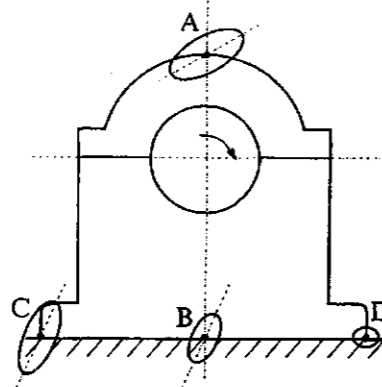


Рис. 3.9. Возможная кинематика поперечной вибрации точек симметричного анизотропного корпуса подшипника

ниже, чем вертикальная. Анизотропность и, в меньшей мере, нелинейность могут возникать и в других элементах опоры при отсутствии в них каких-либо дефектов. Нелинейность возникает в опорных элементах также и при всевозможных повреждениях и дефектах, например при отрыве фундаментных плит от фундамента.

Важно отметить, что при расцентровке роторов вследствие нелинейности и анизотропности масляного слоя меняется анизотропность опоры, при этом изменяется соотношение между вертикальной и поперечной вибрациями на опоре. Это может служить диагностическим признаком расцентровки. К сожалению, устойчивых априорных соотношений между вертикальными и поперечными вибрациями при расцентровке нет: они зависят от конкретных динамических свойств агрегата, однако для конкретного агрегата эти соотношения могут быть определены соответствующими исследованиями. Можно лишь отметить, что при разгрузке подшипника анизотропность масляного слоя несколько снижается, соответственно, отношение амплитуд вертикальной и поперечной вибраций чаще имеет тенденцию приближения к единице.

На нелинейных опорах могут наблюдаться субгармонические колебания, или субгармонический резонанс. Субгармонические колебания возбуждаются возмущающими силами с оборотной частотой, чаще всего действием дисбаланса, и имеют частоту, в целое число раз меньшую частоты вращения, при этом преобладают колебания с половинной частотой (см. гл. 1, п. 6).

8. ОСЛАБЛЕНИЯ В ОПОРНОЙ СИСТЕМЕ

При нормальном состоянии опор все их элементы имеют плотный контакт друг с другом, который обеспечивается за счет посадочных натягов, резьбовых соединений и другими способами. Можно говорить о плотности соединения вкладыша подшипника с посадочным местом, корпуса с фундаментной плитой, фундаментной плиты с фундаментом и т. д.

При нарушении плотности соединения элементов опоры, которое иначе называют "ослаблением" или "разболтанностью", возникают своеобразные вибрационные явления. К этой же категории дефектов можно отнести разрушение баббита в подшипниках скольжения. Преимущественно при этом возникают удары, сопровождающиеся возникновением высокочастотных колебаний с частотами, кратными оборотной частоте:

$$f_k = kf_0, k = 1, 2, \dots, \quad (3.4)$$

где f_0 – оборотная частота.

В спектре вибрации также возникают составляющие, кратные половине оборотной:

$$f_k = (2k - 1) \frac{f_0}{2}. \quad (3.5)$$

Вследствие ударов в роторе возникают свободные колебания с первой собственной частотой f_c , они могут модулировать колебания с частотами f_k , вследствие чего в спектре возникают боковые частоты $f_k \pm f_c$.

Характерный спектр вибрации при ослаблениях представлен на рис. 3.10.

Интенсивность высокочастотной вибрации зависит от величины возмущений с оборотной и другими частотами, соответствующими их происхождению. Вибрация может меняться во времени случайным образом: содержит существенную стохастическую составляющую.

Отметим некоторые физические явления, сопровождающие ослабления.

При ослаблении возникает механизм колебаний между жесткими упорами (гл. 1, п. 6). Строго говоря, при этом одновременно с нелинейностью возникают явления, характерные для циклического изменения параметров системы: параметрические колебания. Как было сказано, при определенных условиях возникает широкий диапазон резонансных частот колебаний с упругими ударами об упоры. Интенсивные ударные нагрузки приводят к дальнейшему развитию ослаблений и быстрому вибрационному износу опорной системы. Появление в спектре вибрации высокочастотных гармоник с частотами, кратными половине оборотной, связано с упомянутыми нелинейностью и параметрическими явлениями.

Характерные повреждения опорной системы при ослаблениях: наклеп установочных колодок вкладышей и посадочных мест, разрушение

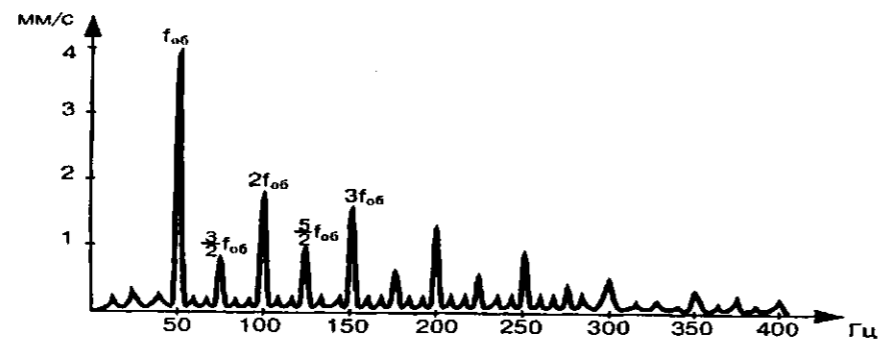


Рис. 3.10. Характерный спектр вибрации при ослаблении в опорной системе

резьбовых соединений, разрушение центровочных прокладок из фольги, наконец, разрушение баббитовой заливки.

При отрыве фундаментной плиты от фундамента помимо снижения жесткости возникает нелинейность опорной системы. Этот дефект может приводить к возникновению субгармонических колебаний, которые на исправном агрегате не наблюдаются.

9. ОСЕВАЯ ВИБРАЦИЯ ПОДШИПНИКОВ

В роторной машине обычно отсутствуют возбуждения в осевом направлении. Возможные осевые возмущения в упорных гребнях обычно невелики и характерны только для тех подшипников, внутри которых имеются осевые упоры. Осевая вибрация характерна для всех подшипников, она по интенсивности обычно сопоставима с поперечными компонентами, а нередко существенно превосходит их. Осевые перемещения в подшипниках возникают преимущественно под действием поперечных возмущений.

Осевая вибрация вызывается следующими причинами: знакопеременными угловыми перемещениями шеек при поперечных колебаниях ротора или его остаточном прогибе, конструктивной асимметрией опор, противофазными колебаниями двух опор, расположенных в одном корпусе. Чаще всего осевая вибрация взаимосвязана с вертикальной и поперечной и зависит от интенсивности последних.

При угловых перемещениях шейки вал поочередно воздействует на переднюю и заднюю стороны подшипника, что приводит к осевой вибрации (рис. 3.11, а). Из сказанного ясно, что осевая вибрация сопровождается прогибами роторов: для жестких роторов — остаточный прогиб,

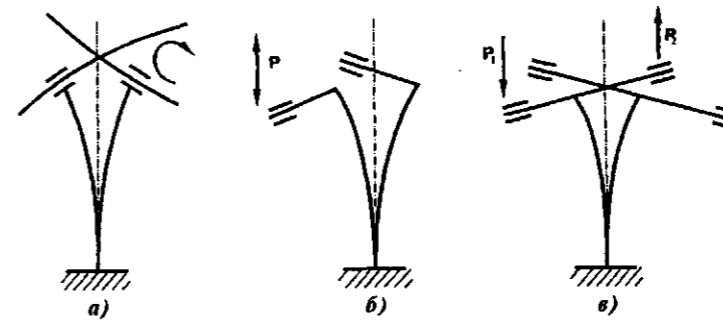


Рис. 3.11. Схема возбуждения осевой вибрации подшипников:

а — при прогибе ротора; б — при асимметричной конструкции опоры; в — при противофазных колебаниях соседних опор

для гибких — сумму остаточного и динамического прогибов, последний может быть вызван дисбалансом.

Осевая конструктивная асимметрия опоры предполагает внецентренное сжатие-растяжение опоры под действием возмущающей силы и возникновение изгибающего момента в осевом направлении. Деформация несимметричной конструкции в вертикальном направлении сопровождается осевыми перемещениями ее элементов (рис. 3.11, б).

При противофазной вибрации двух опор, расположенных в одном корпусе, в осевой плоскости возникает момент, изгибающий корпус в осевом направлении (рис. 3.11, в).

С разными конструкциями опор связаны особенности появления осевой вибрации. На мощных энергетических паровых турбинах замечено, например, что в конструкциях выхлопного патрубка цилиндра низкого давления, в котором размещаются вкладыши подшипников турбины и генератора, осевая вибрация корпуса линейно связана с вертикальной вибрацией подшипника турбины и практически не зависит от вертикальной вибрации подшипника генератора, расположенного над поперечным ригелем фундамента.

10. ТРЕЩИНА В РОТОРЕ

Динамические явления, сопровождающие трещину, были предметом многих теоретических исследований [10, 34].

Особые вибрационные явления, сопровождающие появление и развитие поперечной трещины в роторе, связаны с некоторыми вполне очевидными ее свойствами, которые назовем прежде всего.

Трещина обычно возникает на поверхности и развивается внутрь: вначале весьма медленно, затем в нарастающем темпе.

Наличие трещины определяет асимметрию сечения в месте трещины и порождает механизм меняющихся характеристик сечения при схлопывании и раскрытии трещины. При медленном вращении горизонтального вала с трещиной его ось описывает сложную траекторию, поскольку при верхнем положении трещины характеристики сечения соответствуют целому валу (трещина схлопнута), а при нижнем – ослабленному (трещина раскрыта), в промежуточных положениях характеристики меняются от угла поворота по сложному закону. При вращении на высоких скоростях закон изменения характеристик сечения зависит от случайным образом ориентированных внутренних динамических изгибающих моментов, например, под действием дисбалансов: если момент в сечении трещины стремится ее раскрыть, то влияние трещины сказывается больше, чем в случае, когда этот момент стремится закрыть ее.

При раскрытой трещине сечение вала имеет двоякую жесткость.

Поведение роторов с двоякой жесткостью будет подробно рассмотрено ниже в п. 13 этой главы. Здесь нам понадобится знать, что ротор с двоякой жесткостью имеет интенсивную вибрацию на скорости вращения, равной половине от первой критической, и что эта скорость вращения называется первой критической скоростью вращения второго рода.

На поведение трещины влияют осевые силы. При растягивающих усилиях в сечении вала возникает внецентренное растяжение и ось вала изгибается в сторону трещины.

При нагреве и охлаждении вала с трещиной и возникновении в связи с этим радиального градиента температур происходит либо закрытие трещины, если наружная температура выше внутренней, либо ее раскрытие с одновременным прогибом вала в сторону трещины, если температура в середине сечения выше. Это объясняется тем, что средняя часть вала либо стягивает наружные волокна, будучи холодной и укороченной, либо растягивает их, расширяясь при нагревании.

Упомянутые выше очевидные последствия трещины определяют вибрационные свойства машины с треснутым валом:

- плавный рост оборотной составляющей вибрации во времени по мере развития трещины вследствие прогиба вала в сторону трещины;
- появление составляющих вибрации, кратных оборотной, прежде всего двойной и тройной, вследствие двоякой жесткости и эффекта схлопывания-раскрытия;
- рост двойной оборотной составляющей вибрации на критических скоростях вращения второго рода вследствие двоякой жесткости;
- для развитой трещины возникает зависимость вибрации от нагрузки и резкий рост вибрации при снижении температуры рабочего тела (например, при разгрузке турбины), что более всего характерно для мест

трещины, не защищенных насадными деталями; это связано с действием осевых усилий и температурного градиента в сечении трещины.

Если трещина достигает центрального отверстия или внутренней полости, то внутри вала может накапливаться конденсат, что способствует возникновению дополнительного теплового прогиба (см. ниже).

Диагностирование трещины рассмотрено в следующей главе. Хотя вибрационные признаки трещины достаточно характерны, нередко трещина остается не обнаруженной до того момента, когда вибрация превосходит предельные значения и срабатывает защита по повышению вибрации.

11. ТЕПЛОВОЙ ДИСБАЛАНС РОТОРА

11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Тепловым дисбалансом считают дисбаланс, который является следствием прогиба ротора машины под действием тепловых явлений.

Появление теплового дисбаланса объясняется одной из следующих причин:

- асимметрией температурного поля в роторе, возникающей по разным причинам;
- изгибающими моментами, вызванными осевыми усилиями при тепловых расширениях насадных деталей;
- неоднородностью свойств материала ротора или его тепловой неустойчивостью.

При асимметрии температурного поля ротор прогибается в сторону большей температуры. Для свободно-опертого стального ротора при линейном распределении температур в радиальном направлении стрела прогиба может быть определена по приближенной формуле

$$y \approx 1,5 \cdot 10^{-6} \frac{l^2 \Delta t}{d}, \quad (3.6)$$

где l – длина ротора; d – диаметр; Δt – разность температур между "горячей" и "холодной" образующими ротора в градусах.

Например, при длине ротора 8 м и диаметре 1 м на каждый градус разницы температур стрела прогиба составит 0,1 мм, что примерно в 20 раз превышает допуск на отклонение центров масс при балансировке на станке.

Характерным для теплового дисбаланса является зависимость вибрации от нагрузки агрегата, при этом каждому установившемуся тепловому режиму соответствует определенная вибрация. Изменение вибрации при тепловом дисбалансе может быть обозначено вектором вибрации

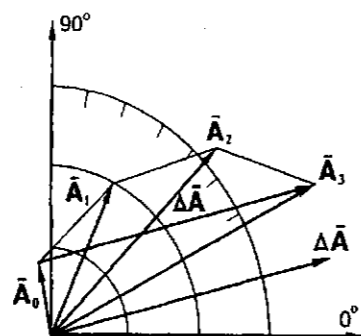


Рис. 3.12. Характер изменения вибрации опор при тепловом дисбалансе: \vec{A}_0 — вибрация на холостом ходу; \vec{A}_1, \vec{A}_2 — вибрация при промежуточных нагрузках; \vec{A}_3 — вибрация при номинальной нагрузке; $\Delta\vec{A}$ — тепловой вектор

$\Delta\vec{A}$ (рис. 3.12), а вектор суммарной вибрации проходит промежуточные состояния $\vec{A}_0, \vec{A}_1, \vec{A}_2, \vec{A}_3$.

Рост вибрации происходит не одновременно с изменением нагрузки агрегата, а постепенно, по мере изменения теплового состояния металла. Важнейшим диагностическим признаком теплового дисбаланса является существенный рост вибрации на первой критической частоте при выбеге прогретого ротора.

Тепловой дисбаланс по своему проявлению очень схож с режимной расцентровкой, дифференциальная диагностика в особых случаях затруднена, тем более что расцентровка сама по себе может вызвать тепловой дисбаланс, связанный с прогибом ротора в плоскости шейки (см. п. 5). Достаточно точно тепловой дисбаланс определяется и диагностируется балансировочными методами (см. п. 6 гл. 5).

Особым случаем является тепловой дисбаланс, вызванный задеванием ротора о статорные элементы. Задевания рассматриваются как особое явление в п. 16.

11.2. ТЕПЛОВОЙ ДИСБАЛАНС ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

Чаще тепловой дисбаланс возникает на роторах генераторов и других электрических машин, имеющих в этих роторах обмотку возбуждения. Причинами этого могут быть витковые замыкания в обмотке ротора (они будут рассмотрены ниже), асимметрия охлаждения (преимущественно у роторов с форсированным охлаждением), отсутствие тепловых зазоров между пазовыми клиньями.

Диагностическим признаком асимметрии охлаждения является зависимость вибрации от интенсивности процессов теплообмена или от разности температур между ротором и охлаждающим газом. При этом вибрация меняется как при повышении нагрузки, так и в случае резкого изменения температуры охлаждающего газа. От температуры ротора вибрация при этом не зависит.

Диагностическим признаком недостаточных осевых зазоров в пазовых клиньях является зависимость вибрации от температуры ротора, при этом не имеет значения, при какой нагрузке достигнута рассматриваемая тем-

пература. Таким же образом изменяется вибрация при неоднородности материала ротора на протяжении всего периода эксплуатации с момента монтажа.

На асинхронных электродвигателях тепловой дисбаланс может быть следствием обрыва стержней "беличьей клетки", а также загромождения охлаждающих каналов ротора установленными балансировочными грузами либо из засорения.

Меры профилактики отмеченных причин теплового дисбаланса у роторов электрических машин состоят в следующем: в тщательном выполнении охлаждающих каналов и контроле их продуваемости; в заглушении резьбовых отверстий, противоположных балансировочным пробкам дюралюминиевыми заглушками, обязательном при использовании более двух полных пазов для установки балансировочных пробок; в контроле тепловых зазоров в пазовых клиньях.

11.3. ТЕПЛОВОЙ ДИСБАЛАНС РОТОРОВ ПАРОВЫХ И ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Рассмотрим некоторые причины теплового дисбаланса роторов турбины.

Наиболее распространенной причиной является отсутствие осевых зазоров между насадными деталями ротора — рабочими дисками, уплотнительными втулками. Из-за небольших отклонений торцов насадных деталей от перпендикулярности оси при их расширении вместе со значительными осевыми усилиями возникают изгибающие моменты, приводящие к тепловому прогибу ротора.

Известны случаи, когда эта причина исчезала после разгона ротора до скорости срабатывания автомата безопасности за счет ослабления посадочных натягов и перемещения насадных деталей в осевом направлении. Эта же причина теплового прогиба ротора может иметь место на роторах насосов, имеющих насадные диски и работающих в горячей среде.

Тепловой дисбаланс у барабанных роторов может возникать из-за протечек пара или газа внутри ротора через неплотности в технологических заглушках и в сварке. При этом горячий газ нагревает ротор несимметрично в соответствии с расположением мест его входа и выхода, что приводит к тепловому прогибу ротора.

На роторах, работающих в горячей среде, тепловые деформации возникают при попадании масла в центральное отверстие ротора через неплотности заглушки. Масло засасывается за счет понижения давления внутри ротора при его охлаждении во время остановок и накапливается. Наконец, его количество становится достаточным для конвективного теплообмена внутри ротора, при котором тепло переносится в осевом направлении от горячих поверхностей к холодным. Этот процесс, как пра-

вило, протекает несимметрично относительно оси и приводит к тепловому дисбалансу; во многих случаях процесс становится неустойчивым, и тепловой дисбаланс нарастает лавинообразно, при этом машину приходится останавливать из-за чрезмерной вибрации. В связи с этим при обнаружении теплового дисбаланса на роторе, если неясны его причины, целесообразно проверить плотность центрального отверстия.

Для роторов, работающих в условиях высоких температур, тепловой дисбаланс может быть следствием неоднородности материала ротора (термическая нестабильность). Равномерно нагретый ротор при этом имеет тепловой прогиб. Эта причина в эксплуатационной практике наблюдается крайне редко, поскольку в процессе изготовления заготовка ротора проходит тепловую пробу, и при обнаружении термической нестабильности ротор бракуется.

Профилактика теплового дисбаланса у турбинных роторов состоит в контроле осевых зазоров при насадке деталей на вал при сборке и в обеспечении герметичности внутренних полостей ротора.

11.4. О НЕКОТОРЫХ ОСОБЫХ СЛУЧАЯХ ТЕПЛОВЫХ ДЕФОРМАЦИЙ РОТОРОВ

Как показали исследования [18], в шейках подшипников скольжения гибких роторов, как правило, возникает тепловой прогиб. Причина этого прогиба состоит в том, что под действием существующего дисбаланса возникает некоторое смещение оси шейки по отношению к оси вращения, при этом "бьющая точка" поверхности шейки движется относительно ближе к поверхности баббита с меньшим зазором по смазке и в связи с этим находится в зоне более высоких температур. В подавляющем большинстве случаев рассматриваемый тепловой прогиб шейки невелик, не изменен во времени и практически независим от режима работы, в связи с этими обстоятельствами он проявляется как часть дисбаланса и обычными виброизмерениями не обнаруживается. Эксперименты с использованием балансировочных ампул [71] показали, что влияние этого дополнительного теплового прогиба на вибрацию в самых обычных случаях могут быть соизмеримы с исходными значениями вибрации от дисбаланса.

Не зная об этом явлении, специалист интерпретирует суммарное действие дисбаланса и связанного с ним теплового прогиба как исключительно механическое действие дисбаланса. По понятным причинам такая неточность не приводит к принципиальным ошибкам при постановке диагноза и при виброналадке. Тем не менее учет рассматриваемого обстоятельства может объяснить некоторые вибрационные явления в машинах.

Рассматриваемый тепловой прогиб увеличивается с ростом температурных градиентов в масляном слое соответственно при увеличении нагрузки на шейку и при уменьшении зазоров по баббиту. Таким образом, при расцентровках более нагруженная шейка получает дополнительный тепловой прогиб, понимание этого вносит дополнительную ясность в интерпретацию изменений вибрации при расцентровках.

При внезапном изменении дисбаланса вследствие повреждений ротора (обрыв лопатки) вибрация меняется скачком, но после этого первоначального изменения возможно дополнительное заметное изменение вибрации в течение последующих 10 – 20 мин вследствие тепловых деформаций шеек. Такое изменение вибрации не должно вызывать недоумения и непродуктивного поиска дополнительных дефектов.

Как непосредственная причина повышенной вибрации рассматриваемое явление встречается достаточно редко.

При недостаточных зазорах по баббиту на подшипниках одного из роторов низкого давления на головном агрегате мощностью 800 МВт наблюдался непрерывный рост вибрации до весьма высоких значений вследствие недостаточных зазоров. Повышение вибрации прекратилось после соответствующего изменения расточки вкладышей подшипников.

Для роторов на подшипниках скольжения с развитыми и гибкими консольными участками при частотах вращения, следующих непосредственно за резонансом консольного участка, возможен непрерывный неустойчивый рост прогиба с увеличением вибрации. Более подробно это явление рассмотрено в главе 8.

Рассмотрим механизм появления теплового дисбаланса в газовых турбинах вследствие неравномерного нагрева вала горячим газом.

На турбинных роторах газотурбинных установок температура рабочего тела обычно больше температуры вала. Если в турбине возникли условия, при которых газ от лопаток течет по направлению к оси ротора, то вследствие асимметрии этого процесса может возникнуть существенный тепловой дисбаланс. В связи с тем, что асимметрия потока газа относительно ротора в основном определяется его эксцентриситетом, а эксцентриситет дисбалансом, возникает механизм развития теплового прогиба с положительной обратной связью, который сопровождается непрерывным ростом вибрации. Поскольку такие события чрезвычайно редки, соответствующий случай из практики рассматривается в главе 8, в которой описываются редкие и нетипичные вибрационные явления.

12. ПРИЧИНЫ НИЗКОЧАСТОТНОЙ ВИБРАЦИИ

Низкочастотная вибрация (НЧВ) преимущественно является проявлением двух физических явлений: автоколебаний и субгармонических колебаний. Оба эти механизма колебаний обычно действуют одновременно,

внося свой вклад в преодоление порога устойчивости, за которым возбуждаются интенсивные низкочастотные колебания. В каждом случае преобладающим является один из этих механизмов. Автоколебательный процесс возбуждается преимущественно гидрогазодинамическими силами, возникающими при течении рабочего тела (жидкости или газа) в проточной части турбин и центробежных насосов, а также смазки в подшипниках скольжения. Особым случаем является наведенная вибрация: передающаяся на подшипники исследуемого агрегата от соседних механизмов с низкой частотой вращения через элементы фундамента. Ниже более подробно рассмотрены наиболее распространенные случаи возникновения НЧВ.

Проблема низкочастотной вибрации роторов стала особенно острой в энергетике, когда единичная мощность энергетических турбоагрегатов достигла 300 МВт. Наиболее распространена НЧВ прежде всего на турбинных роторах цилиндров высокого давления. Низкочастотная вибрация может достигать по амплитуде высоких значений и представляет опасность для агрегата.

Преобладает низкочастотная вибрация с половинной оборотной частотой (25 Гц), наблюдаются частоты, совпадающие с первой критической, а также более низкие частоты.

Появление низкочастотной вибрации связано главным образом с потерей динамической устойчивости вращения ротора. Потеря устойчивости вращения ротора связана с так называемыми циркуляционными силами, которые появляются при весьма малых колебаниях, способствуют их нарастанию и возрастают с ростом этих колебаний. Циркуляционные силы имеют гидрогазодинамическую природу и возникают в смазочном слое подшипников скольжения и в потоке пара.

Рассмотрим возбуждение низкочастотной вибрации ротора на смазочном слое подшипников скольжения.

По мере увеличения частоты вращения вал "всплывает" на масляном слое, при этом ось шейки вала занимает разные положения на кривой O_1O_2 (рис. 3.13), которую называют кривой подвижного равновесия. Положение оси характеризуется эксцентриситетом $\chi = e/e$.

Эксцентриситет уменьшается по мере роста вязкости смазки, уменьшения вертикальной нагрузки, повышения частоты вращения.

Перемещение оси шейки по кривой подвижного равновесия вызывает соответствующее изменение вертикальной реакции.

Возбуждающие циркуляционные силы появляются при малых эксцентриситетах ($\chi < 0,7$) в верхней части кривой подвижного равновесия.

Рассмотрим механизм возникновения этих сил.

Допустим, что ротор начинает прецессировать с низкой частотой и весьма малым радиусом OA . В точке A возникает реакция масляного

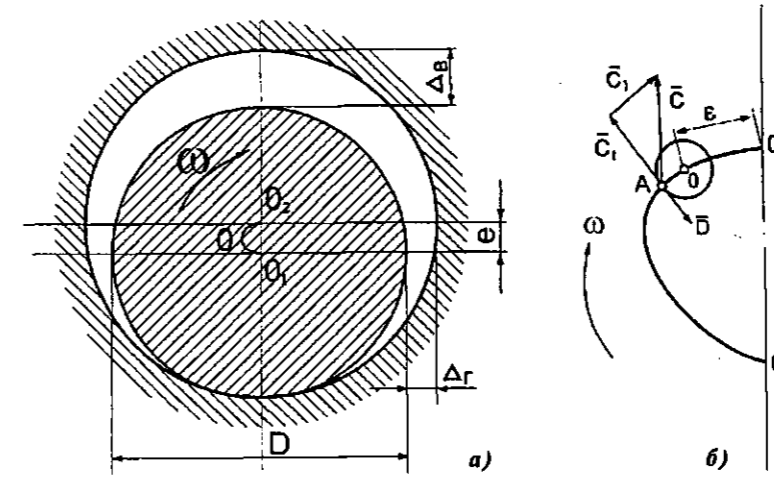


Рис. 3.13. Всплытие цапфы на смазочном слое в цилиндрическом подшипнике: а – геометрические размеры расточки вкладыша; б – траектория всплытия центра вала (кривая подвижного равновесия)

клина \bar{c} , направленная вверх, при этом ее составляющая \bar{c}_1 совпадает с направлением скорости вращения. Если при этом циркуляционная сила \bar{c} , превосходит силу демпфирования \bar{D} , которая, как известно, направлена противоположно скорости перемещения, то скорость прецессии и ее радиус начинают быстро нарастать и возникают интенсивные низкочастотные колебания.

Приведенное объяснение дает представление о том, что потеря устойчивости возникает при малых эксцентриситетах (обычно при $\chi < 0,7$). Следовательно, снижению устойчивости способствуют уменьшение нагрузки на шейку, повышение вязкости смазки, уменьшение радиального зазора и повышение скорости вращения.

В механизме низкочастотной "масляной" вибрации важнейшую роль играют упругоинерционные свойства ротора. Известно, что наиболее подвержены низкочастотной вибрации роторы, для которых $\omega_1/\omega \leq 0,5$, где ω_1 – первая критическая частота вращения ротора.

Вид кривой подвижного равновесия, зависящий от формы расточки вкладыша, существенно влияет на возникновение низкочастотной вибрации.

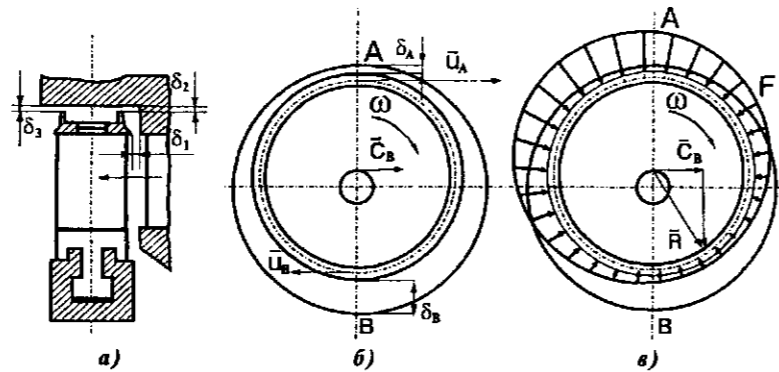


Рис. 3.14. Схема возбуждения низкочастотных колебаний паровым потоком: а – уплотнение венца, б – схема возникновения "венцовых" сил; в – схема возникновения "бандажных" сил

Известно, что повышению устойчивости способствует применение эллиптической расточки со степенью эллиптичности, которая определяется выражением:

$$1 - \frac{\Delta_a}{2\Delta_r} = 0,5 \dots 0,75, \quad (3.7)$$

при этом $\Delta_a = (1 \dots 1,2) 10^{-3} D$.

Устойчивость вращения может снижаться при некоторых дефектах расточки: при износе нижней части вкладыша в процессе вращения на валоповороте и при малых частотах, при перекосах оси вкладыша по отношению к оси вращения.

Отрицательно влияет на устойчивость перераспределение реакций опор, возникающее при нарушении центровки или при эксплуатационных расцентровках.

Низкочастотная вибрация возникает под действием разгружающего неуравновешенного парового усилия на регулирующей ступени при открытии части регулирующих клапанов. Это обстоятельство, например, потребовало изменения порядка открытия клапанов на ряде турбин (ПТ-60-90, К-300-240) и теперь учитывается при проектировании парораспределения.

Рассмотрим на простейших схемах некоторые причины парового возбуждения.

На рис. 3.14, а представлена схема уплотнений венца турбинной ступени. При возникновении круговой прецессии в точке максимального смещения А зазоры δ_2 и δ_3 по бандажу уменьшаются, а в противоположной точке В увеличиваются (рис. 3.14, б). При уменьшении зазоров про-

течки пара через уплотнение уменьшаются и возникает дополнительный расход пара через венец, вследствие этого окружная сила \bar{u}_A больше \bar{u}_B , а разность их $\bar{c}_b = \bar{u}_A - \bar{u}_B$ является циркуляционной силой ("венцовой" силой), возбуждающей низкочастотную вибрацию.

За счет закрутки потока пар, дросселируемый через зазор δ_2 в точке минимума радиальных зазоров А, достигает зазора δ_3 в некоторой точке F, где этот зазор больше минимального.

Эпюра давлений над бандажом, связанная с рассмотренным явлением, представлена на рис. 3.14, в, составляющая равнодействующей надбандажного давления \bar{c}_b является возбуждающей циркуляционной силой ("бандажной" силой).

На величину сил \bar{c}_b и \bar{c}_b оказывает влияние соотношение осевого δ_1 и радиальных δ_2 и δ_3 зазоров: с увеличением зазоров δ_2 и δ_3 относительно δ_1 величина этих сил уменьшается. Циркуляционные силы \bar{c}_b и \bar{c}_b растут пропорционально расходу пара через турбину.

В механизме низкочастотной вибрации участвуют и другие силы: силы парового потока в лабиринтовых уплотнениях ("лабиринтовые" силы), которые преимущественно демпфируют колебания; центрирующие силы в уплотнениях, т. е. силы, стремящиеся сместить вал к оси уплотнения, эти силы действуют на опоры и в зависимости от их направления могут препятствовать или способствовать низкочастотной вибрации; циркуляционные силы могут возникать также в элементах подвижных муфт за счет трения [55].

При определенной мощности сумма всех возбуждающих циркуляционных сил превосходит силы демпфирования, при этом возбуждаются низкочастотные колебания. Мощность, при которой движение ротора теряет устойчивость, называется пороговой мощностью.

Зависимость вибрации от нагрузки представлена на рис. 3.15. При нагрузке вибрация появляется в точке М, а при разгрузке исчезает при меньшей нагрузке (в точке N). Характерная петля наблюдается также при рассмотрении зависимости вибрации от других параметров: частоты вращения, температуры смазки и т. д. В разных опытах можно получить несколько различные положения точек М и N. В некоторых случаях можно наблюдать, что положение точки N существенно смещается в сторону меньших нагрузок после длительной работы агрегата с низкочастотной вибрацией.

В ряде случаев обнаруживается зависимость вибрации от теплового состояния агрегата. Причины этого следующие: тепловые расцентровки, перекосы вкладышей при заземлениях в шпонках и опорных поверхностях корпусов подшипников, изменение зазоров во вкладышах вследствие разности температур ротора и вкладыша и т. п.

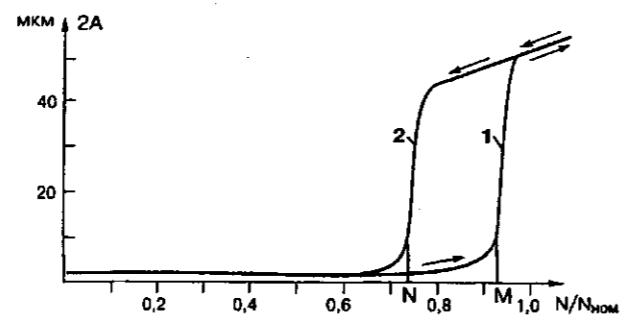


Рис. 3.15. Зависимость амплитуды низкочастотной вибрации от нагрузки: 1 – при нагружении; 2 – при разгрузке

Характерным диагностическим признаком рассматриваемых вибраций является их частота. Для разработки мероприятий по устранению вибрации имеет смысл определить, какие циркуляционные силы являются преобладающими. Для сил "парового" возбуждения характерна частота вибрации, равная ω_1 , при "масляной" вибрации преобладает частота $\omega/2$ (25 Гц). При "паровой" вибрации относительно уже петля MN .

Известно, что некоторые типы турбин предрасположены к низкочастотной вибрации, обычно это обнаруживается при пуске в эксплуатацию головного образца или нескольких первых. В этих случаях завод-изготовитель предпринимают следующие реконструктивные мероприятия по устранению вибрации:

- применение опорных подшипников с повышенным запасом устойчивости; эллиптических без канавок и с канавкой в нижней половине, сегментных (рис. 3.16);
- изменение порядка открытия клапанов для создания благоприятного направления неуравновешенного парового усилия;
- изменение конструкции уплотнений для уменьшения сил "парового" возбуждения.

В качестве временного мероприятия иногда устраняют гребни надбандажных уплотнений либо полностью, либо второй гребень по ходу пара.

Профилактика и устранение низкочастотной вибрации в период ремонта агрегата включают прежде всего такие мероприятия:

- проверку и восстановление формы расточки вкладышей подшипников;

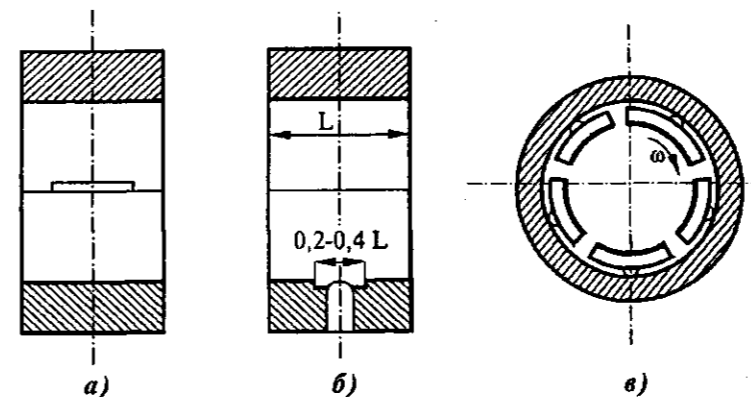


Рис. 3.16. Опорные подшипники с повышенной устойчивостью: а – эллиптический без канавок; б – эллиптический с канавкой и сливом масла в нижней половине; в – сегментный

– устранение перекосов осей вкладышей подшипников по отношению к оси ротора, при этом остающиеся перекосы не должны превышать 0,2 мм/м;

- проверку и восстановление минимальных осевых зазоров в бандажных уплотнениях;
- центровку роторов по полумуфтам с учетом эксплуатационных перемещений подшипников;
- центровку роторов по радиальным уплотнениям с учетом относительных перемещений их осей при нагружении турбины;
- проверку и устранение дефектов подвижных муфт.

При наличии согласованного технического решения в период ремонта могут быть также выполнены мероприятия по изменению конструкции подшипников и уплотнений и изменению номинальных зазоров в них.

13. ДВОЙКАЯ ЖЕСТКОСТЬ РОТОРА.

Двухполюсные роторы генераторов и других синхронных машин имеют неодинаковую жесткость в двух взаимно перпендикулярных плоскостях: наибольшая жесткость соответствует плоскости большого зуба у (рис. 3.17).

Отношение наибольшей и наименьшей жесткостей сечения ротора J_y/J_x достигает значений 1,3 – 1,6. При вращении такого анизотропного ротора прогиб его постоянно меняется. При медленном вращении центр масс некоторого сечения описывает окружность.

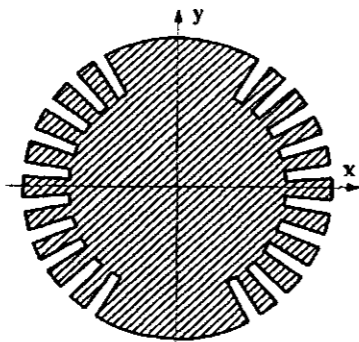


Рис. 3.17. Поперечное сечение ротора генератора

За один оборот ротора происходят два полных цикла изменения жесткости и два оборота центра сечения вокруг оси. Таким образом, колебания ротора и опор, вызываемые двойкой жесткостью, происходят с двойной оборотной частотой.

При вращении с угловой скоростью $\omega = \omega_1/2$ возмущающее воздействие, равное по частоте 2ω , совпадает с первой критической частотой и возникает увеличение вибрации по первой изгибной форме.

В связи с конструктивной симметрией роторов генераторов относительно середины в большей степени проявляются синфазные колебания по симметричным изгибным формам (первой и третьей).

Резонанс по третьей форме наблюдается при $\omega = \omega_3/2$ (рис. 3.18), причем этот резонанс может оказаться вблизи от рабочей частоты вращения.

Критические частоты, при которых возникают колебания с двойной оборотной частотой, называются критическими частотами второго рода.

Снижение вибрации ротора двойной частоты достигается выравниванием жесткости путем фрезеровки в условиях завода дополнительных поперечных или продольных канавок в больших зубцах ротора.

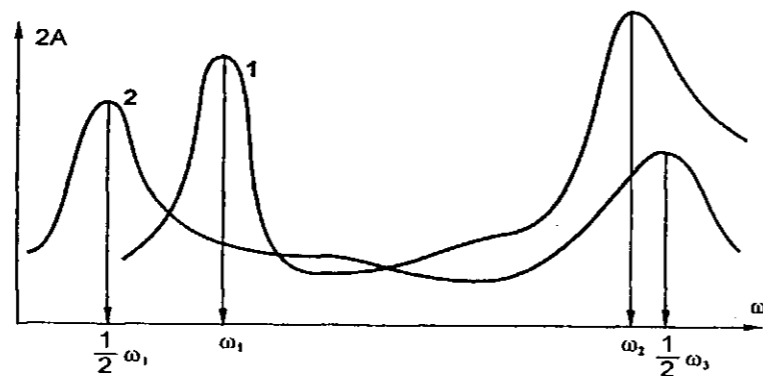


Рис. 3.18. Частотная характеристика вибрации ротора с двойкой жесткостью, снятая по основной (1) и двойной (2) оборотной составляющим

Для снижения колебаний с двойной оборотной частотой могут быть выполнены мероприятия по отстройке системы от резонанса второго рода и демпфированию колебаний. Эти мероприятия связаны с изменением конструкции опор и выполняются заводами-изготовителями при отладке головных образцов.

14. ВИТКОВЫЕ ЗАМЫКАНИЯ

В роторах турбогенераторов в процессе эксплуатации или при некачественном ремонте могут произойти короткие замыкания между витками обмотки (чаще всего в лобовой части обмотки под бандажами). В некоторых случаях витковые замыкания возникают на определенной частоте вращения и на неподвижном роторе не обнаруживаются.

Витковые замыкания приводят к появлению теплового дисбаланса, зависящего от тока ротора, ослаблению и асимметрии магнитного поля в зазоре между ротором и статором. Тепловой дисбаланс вызывается тем, что в короткозамкнутых витках тепловыделение практически отсутствует, что приводит к прогибу ротора в сторону, противоположную короткозамкнутым виткам.

Степень воздействия витковых замыканий на вибрацию ротора зависит от количества короткозамкнутых витков и их расположения: наибольшее влияние на вибрацию оказывают витковые замыкания вблизи полюсов, не влияют на вибрацию замыкания в средней части обмотки (в больших катушках). Влияние витковых замыканий становится заметным уже при 5% асимметрично расположенных короткозамкнутых витков.

Известны следующие диагностические признаки витковых замыканий: наличие теплового дисбаланса, зависящего от тока ротора, влияние магнитного поля на вибрацию, совпадение направления возмущающих сил с осью полюсов ротора. Последнее обстоятельство устанавливается методами балансировки (см. гл. 5).

Витковые замыкания могут быть выявлены по уменьшению полного сопротивления обмотки (импеданса) во время специальных электрических испытаний.

15. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ СИЛЫ

Ротор генератора является мощным электромагнитом, действующим на железный сердечник статора, при этом сердечник деформируется, приобретая конфигурацию эллипса (рис. 3.19). Эллипс деформации сердечника вращается вместе с ротором, создавая на поверхности корпуса статора вибрацию с двойной оборотной частотой.

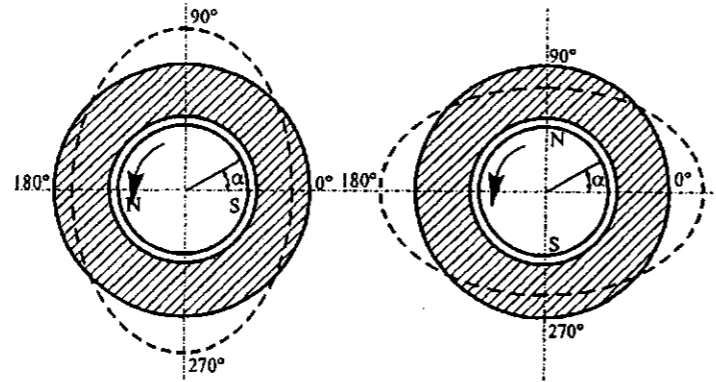


Рис. 3.19. Деформация сердечника статора под действием магнитного поля

Вибрация корпуса генератора, как правило, ниже вибрации сердечника. Коэффициент уменьшения вибрации зависит от конструкции подвески сердечника и меняется в пределах от 2,5 до 5.

Колебания корпуса генератора распространяются на подшипники, встроенные в крышки корпуса, и на фундамент. Через фундамент вибрация может передаваться и на выносные подшипники.

Для большинства генераторов размах виброперемещения поверхности сердечника может быть в пределах от 12 до 50 мкм и обычно не превышает 80 мкм. Чрезмерная вибрация возникает при резонансных колебаниях сердечника с частотой 100 Гц и может достигать 300 мкм, а вибрация корпуса – 150 мкм. Если в нормальных условиях вибрация подшипников от электромагнитного возбуждения пренебрежимо мала, то при резонансе ее двойная амплитуда может превысить 30 мкм.

Неуравновешенные электромагнитные силы, действующие на ротор, возникают при расцентровке ротора в расточке статора. Эксцентриситет ротора в расточке появляется при неправильной центровке агрегата и включает в себя также прогиб ротора от собственного веса. В месте минимального зазора возникает сила одностороннего магнитного тяжения, имеющая частоту 100 Гц.

Рассмотренные причины вибрации с двойной оборотной частотой появляются только при возбужденном роторе генератора, что является диагностическим признаком электромагнитных возмущений.

16. ЗАДЕВАНИЯ РОТОРА О СТАТОР

Задевания вызываются недостаточными радиальными и осевыми зазорами, плохой центровкой уплотнительных колец, расцентровкой уплотнений при тепловых деформациях статорных узлов (например, при забро-

се воды в горячий цилиндр турбины), большим начальным эксцентриситетом ротора.

Задевания в уплотнениях являются одной из распространенных причин теплового дисбаланса.

Первоначальный тепловой прогиб вызывает усиление задеваний и повышение тепловыделения в местах контакта вследствие сухого трения. Прогиб нарастет лавинообразно, вибрация достигает высоких значений и обычно требует экстренной остановки турбоагрегата. Нередко последствием задеваний является остаточный прогиб ротора.

При задеваниях в спектре вибрации подшипников возникают вспышки высокочастотной вибрации, что является одним из диагностических признаков задеваний. Задевания на небольшой частоте вращения (до 1000 – 1500 об/мин) прослушиваются стетоскопом ("слухачом") и воспринимаются как "чирканья". Иногда места возможных задеваний оборудуются микрофонами, сигналы от которых могут использоваться для акустической диагностики либо после усиления транслируются через динамики в помещение обслуживания (на щит).

Из практики известно, что на гибких роторах места интенсивных задеваний располагаются не произвольно, а в соответствии с тем, какая форма колебаний соответствует собственной частоте, непосредственно следующей за частотой вращения: если эта форма нечетная (первая, третья), то места интенсивных задеваний располагаются симметрично, если четная (обычно вторая) – кососимметрично. Таким образом, при прогреве на частоте вращения ниже первой критической места интенсивных задеваний обычно располагаются симметрично, а на номинальной частоте, существенно превышающей первую критическую и ниже второй критической – кососимметрично.

Эта особенность объясняется динамикой роторов: в докритической области тепловой прогиб от задеваний и вызванный им упругий прогиб по соответствующей форме складываются, что способствует усилению задеваний. В закритической области упругий прогиб противоположен тепловому (за резонансом упругий прогиб отстает от дисбаланса примерно на 180°) и компенсирует последний, задевания при этом прекращаются либо стабилизируются на достаточно низком уровне.

Появление остаточного прогиба вследствие задеваний связано с тем, что в месте задевания возникает местный перегрев вала. Нагретый участок, расширяясь, испытывает напряжения сжатия, которые могут превзойти предел текучести. В последнем случае на участке задеваний возникает остаточная деформация – укорочение соответствующих волокон в осевом направлении, следствием является остаточный прогиб в сторону, противоположную задеваниям. Характерный ход

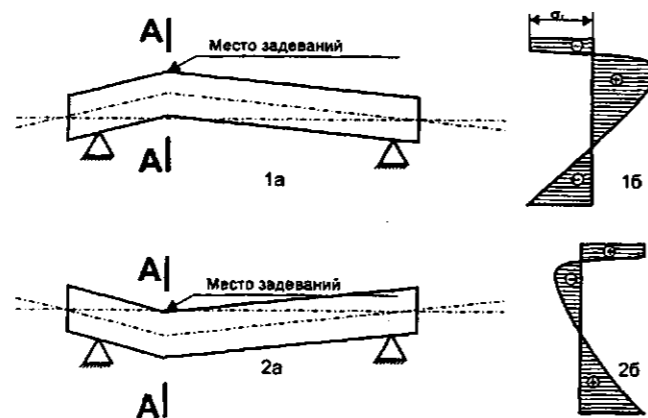


Рис. 3.20. Деформации ротора при задеваниях с появлением остаточного прогиба: 1 – деформации (а) и эпюра напряжений (б) в сечении АА при задеваниях, 2 – деформации (а) и эпюра напряжений (б) в сечении АА после остывания на остановленном роторе

процесса, связанного с возникновением остаточного прогиба, изображен на рис. 3.20.

Рост вибрации при задеваниях в ряде случаев устанавливается на достаточно высоком уровне. Установившийся уровень вибрации соответствует тепловому равновесию, при котором тепловыделение в точках задеваний оказывается равным теплоотводу внутрь ротора; если это равновесие наступает раньше, чем возникают пластические деформации в роторе, то остаточного прогиба не будет.

Задевания не всегда приводят к интенсивному росту вибрации. Они могут быть следствием, а не причиной вибрации. В большинстве случаев небольшие задевания компенсируются местной выработкой радиальных уплотнений.

Опасные задевания не возникают при обеспечении достаточных радиальных и осевых зазоров между ротором и деталями статора.

17. ИСТОЧНИКИ ВИБРАЦИИ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

17.1. ДЕФЕКТЫ КОНТАКТНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ И НЕСОВЕРШЕНСТВО ФОРМЫ ДЕТАЛЕЙ

Подшипники качения являются источником так называемых "подшипниковых" вибраций с широким спектром частот от нескольких герц до десятков килогерц. Среди гармонических составляющих есть детерми-

нированные, связанные с определенными источниками периодического возмущения, и недетерминированные, образующие спектр вибраций, по характеру близкий к стохастическому (случайному).

Особые подшипниковые вибрации возникают вследствие геометрических погрешностей изготовления подшипников и износа (повреждения) контактных поверхностей качения. Физические причины этих вибраций очевидны: они непосредственно связаны с кинематикой подшипника. Частота вибрации обычно определяется частотой следования тел качения по дефектам и неровностям, связанным с погрешностями изготовления либо с деградацией поверхностей качения вследствие контактной эрозии.

Важный коэффициент K_c , определяет связь частоты вращения вала с частотой вращения сепаратора:

$$\omega_c = K_c \omega, \quad (3.8)$$

где ω – частота вращения ротора, ω_c – частота вращения сепаратора, $K_c = (1 \pm (d_w/D_o) \cos \beta) / 2$, при этом d_w – диаметр тел качения, D_o – диаметр сепаратора (средний диаметр), β – угол давления тел качения, знак минус относится к наружному неподвижному кольцу, знак плюс – к внутреннему.

Если подвижны оба кольца, то представляет интерес относительная частота вращения сепаратора:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{cн} &= K_{c1} (\omega_n - \omega_n) - \text{относительно наружного кольца;} \\ \omega_{cв} &= K_{c2} (\omega_n - \omega_n) - \text{относительно внутреннего кольца;} \end{aligned} \right\} \quad (3.9)$$

где ω_n – частота вращения внутреннего кольца, ω_n – частота вращения наружного кольца.

При этом частота вращения сепаратора определяется выражением

$$\omega_c = K_{c1} \omega_n + K_{c2} \omega_n. \quad (3.10)$$

Отметим другие характерные частоты, характеризующие кинематику подшипника: частота следования тел качения относительно дорожек качения наружного ($\omega_{2н}$) и внутреннего ($\omega_{2в}$) колец:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{zn} &= z_{ш} \omega_{сн}; \\ \omega_{zn} &= z_{ш} \omega_{св}, \end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

где $z_{ш}$ – число тел качения (шариков); угловая скорость вращения тел качения:

$$\omega_n = (\omega_n - \omega_n) \left(\frac{2D_0}{d_{ш}} \right) K_{c1} K_{c2}. \quad (3.12)$$

Приведенные выше и кратные им частоты являются характерными частотами гармонических составляющих "подшипниковой" вибрации, вызываемых такими погрешностями, как волнистость поверхностей качения колец, гранность тел качения, наличие местных дефектов и т.п.

Рассмотрим некоторые характерные детерминированные гармонические составляющие спектра вибрации подшипников качения для наиболее распространенного случая, когда наружное кольцо неподвижно. Они приводятся в таблице вместе с их причинами (см. ниже).

Отметим, что большинство из названных источников подшипниковых вибраций по существу дефектами не являются, неизбежно присутствуют вследствие механических особенностей подшипников и технологических погрешностей при их изготовлении. Контактная эрозия поверхностей качения является серьезным дефектом и основным последствием износа подшипников. В отличие от других источников подшипниковых вибраций износ вызывает монотонный рост вибрации и появление в спектре высокочастотных составляющих вследствие ударов. Таким образом, при диагностировании состояния подшипников качения в большинстве случаев нет необходимости разбираться с источниками вибрации: достаточно своевременно зафиксировать предельно допустимый рост вибрации.

В качестве критериев при диагностировании состояния подшипников качения весьма эффективно применение значений параметров, которые наилучшим образом учитывают долю высокочастотных составляющих. Такими параметрами являются пик-фактор, резкость и относительная глубина модуляции высокочастотного сигнала виброускорения (см. п. 1.5 гл. 4). В отличие от обычных параметров интенсивности вибрации (например, СКЗ виброскорости) эти параметры наиболее адекватно

Таблица гармонических составляющих вибрации подшипников качения

Частота	Причина	Примечание
ω	Разностенность и перекос внутреннего кольца	Диагностически трудно отличима от дисбаланса ротора
2ω	Овальность внутреннего кольца	Диагностически трудно отличима от известных источников вибрации с частотой 2ω
$n\omega$, $n=3,4,\dots$	Некруглость дорожки внутреннего кольца	Следует отличать от известных источников кратных гармоник
$z_{ш}\omega_c$	Периодическое изменение жесткости Кинематическое возбуждение при повышенном зазоре Дефект на поверхности наружного кольца	Присутствует практически всегда. Диагностические отличия перечисленных дефектов незначительны. Дефект на поверхности сопровождается возбуждением высокочастотных колебаний, спектр огибающей которых содержит эту частоту
$z_{ш}K_{c2}\omega$	Дефект на поверхности внутреннего кольца	Дефект на поверхности сопровождается возбуждением высокочастотных колебаний, спектр огибающей которых содержит эту частоту
$z_{ш}\omega_{ш}l$	Гранность l -го порядка тел качения	
$z_{ш}\omega_c l$	Волнистость l -го порядка на дорожке наружного кольца	
$z_{ш}K_{c2}\omega l$	Волнистость l -го порядка на дорожке внутреннего кольца	

отражают степень износа поверхностей качения и позволяют достаточно достоверно определять остаточный ресурс подшипников и своевременно производить их замену.

17.2. ДЕЙСТВИЕ ДИСБАЛАНСА ПРИ НАЛИЧИИ ЗАЗОРА

Особым образом в подшипниках качения проявляется действие дисбаланса и других возмущений с частотой вращения при наличии достаточного зазора в подшипнике.

Рассмотрение простейшей модели колебаний [67] ротора в подшипнике с зазором устанавливает, что динамическая реакция ротора нелинейна и при неуравновешенном роторе на подшипнике возникают колебания с кратными частотами.

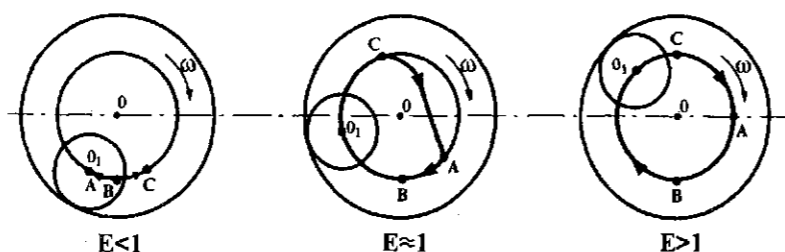


Рис. 3.21. Три режима движения неуравновешенного ротора в подшипнике с зазором: ABC – траектория оси цапфы; O – ось подшипника; O₁ – ось цапфы

Характер возбуждения при этом зависит от коэффициента неуравновешенности E (рис. 3.21):

$$E = \frac{C}{Q},$$

где C – нагрузка от центробежной силы дисбаланса; Q – статическая опорная реакция.

При малых дисбалансах ($E < 1$) ось ротора движется по дуге окружности радиусом, равным половине диаметрального зазора, при этом горизонтальные перемещения происходят с оборотной частотой, а вертикальные – с двойной оборотной (рис. 3.22). Это определяет появление второй гармоники в спектре вибрации подшипника. Интенсивность этой вибрации обычно невысока, однако при неблагоприятных условиях может возникнуть резонансный режим, при котором эта вибрация существенно усиливается.

При $E = 1$ наступает второй, самый неблагоприятный режим, при котором происходят удары падающего ротора по опорной поверхности. При этом режиме возбуждаются кратные высокочастотные гармоники. Следует заметить, что без учета инерции ротора этот режим представить себе невозможно, но в реальных условиях он распространяется в область $E < 1$, а ширина этой области зависит от конкретных параметров процесса.

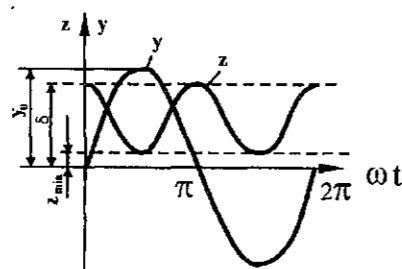


Рис. 3.22. Перемещение цапфы в горизонтальном (y) и вертикальном (z) направлениях при ее колебательном движении в подшипнике; δ – радиальный зазор в подшипнике

При $E > 1$ ротор обкатывает вкруговую опорную поверхность, что соответствует третьему режиму работы подшипника, для которого характерны колебания опоры в основном с оборотной частотой.

Отметим, что аналогичные явления возникают как при появлении зазора по телам качения, так и при ослаблении посадки и крепления наружного либо внутреннего колец.

18. ИСТОЧНИКИ ВИБРАЦИИ В ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРАХ

Каждая пара зубчатых колес, находящихся в зацеплении, генерирует свой спектр вибрации, который определяется прежде всего частотами вращения этих колес и количеством зубьев. В точках на опорах редуктора обычно наблюдается суперпозиция вибрационных воздействий всех пар зубчатых зацеплений.

Вход каждого зуба в зацепление сопровождается ударом, интенсивность которого зависит от окружного усилия, геометрии зацепления, совершенства его формы и правильного взаимного положения осей вращения. В связи с этим преобладающей частотой является зубцовая f_z , равная произведению частоты вращения любого из двух колес на число его зубьев.

Спектр вибрации зубчатого редуктора достаточно богат вследствие действия таких факторов:

- дисбалансы колес создают возмущения с частотами их вращения $f_{1об}$, $f_{2об}$ и т.д.;
- несоосность шеек и зубчатого венца приводит к модуляции зубцовой частоты частотой вращения и дополняет составляющую оборотной частоты, связанную с дисбалансами;
- кинематические погрешности, допущенные при нарезании зубьев, приводят к появлению частот, кратных числу зубьев делительных колес станка $f_{1ст}$ и $f_{2ст}$, а также к соответствующей модуляции на зубцовой частоте;
- неравномерный износ зубьев усиливает интенсивность вибрации с частотой f_z и приводит к появлению гармонических составляющих, кратных частоте вращения.

В связи с изложенным и, привлекая известные представления о кинематике сложногогармонических колебаний и биений, получим такие характерные особенности спектра зубчатого зацепления: вместе с частотой f_z в нем присутствуют частоты $f_{1об}$, $f_{2об}$, $f_{1ст}$, $f_{2ст}$ и боковые (комбинационные) частоты $f_z + kf_i$, где k – числа натурального ряда, а f_i – любая из частот $f_{1об}$, $f_{2об}$, $f_{1ст}$, $f_{2ст}$.

Более сложный спектр имеют планетарные редукторы из-за наличия дополнительных вращающихся элементов. В то же время природа вибрации планетарного редуктора та же, что и у обычного.

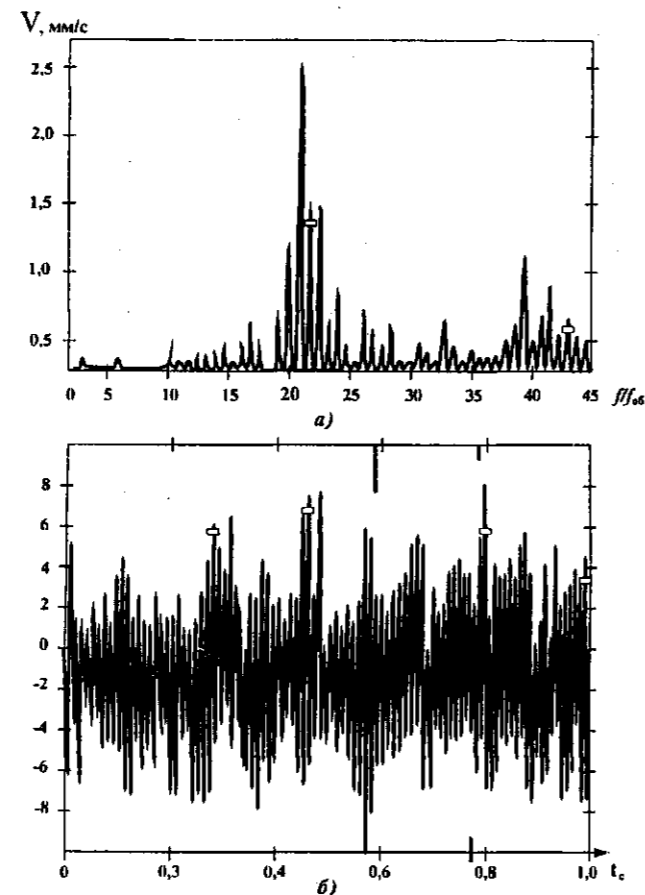


Рис. 3.23. Спектр вибрации и временной сигнал в одной из точек на подшипнике зубчатого редуктора:
 а – спектр вибрации, курсором отмечены зубцовые частоты ($f_{zob} = 21$); б – временной сигнал, вертикальными маркерами и курсором отмечены периоды вращения и соответственные точки максимумов

Характерный спектр вибрации и временной сигнал на зубчатом редукторе представлены на рис. 3.23.

19. О НЕКОТОРЫХ СПЕЦИФИЧНЫХ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЯХ В ЖИДКОСТЯХ И ГАЗАХ

Особые вибрационные явления возникают в насосах и нагнетателях, а также в связанных с ними трубопроводах вследствие особых физических свойств жидкостей и газов.

При протекании жидкости через кольцевые уплотнения вращающегося вала и колес вследствие вязкости жидкости в щелях образуется клин с нелинейными характеристиками жесткости. Прецессия вала внутри кольцевой щели вызывает появление поперечных (неконсервативных) возмущающих сил, которые по природе своей близки к силам в смазочном слое подшипников скольжения (см. п. 12). Особым следствием нелинейности жидкостного клина является зависимость собственной частоты колебаний вала от расцентровки его внутри уплотнения: чем больше расцентровка, тем жестче клин и тем выше собственная частота колебаний вала. Это приводит к тому, что вблизи резонансов вследствие расцентровок могут усиливаться некоторые гармонические составляющие вибрации из-за настройки на резонанс. Известны случаи чрезмерных вибраций с частотой вращения и двойной оборотной частотой на мощных насосах вследствие расцентровок по уплотнениям.

При протекании жидкости через щели в арматуре либо в гидроплате насоса появляются условия для возникновения автоколебаний, природа которых связана с инерционными и вязкими свойствами жидкости, подвижностью клапанов и затворов, а также с упругой податливостью трубопроводов и емкостей, в которые подается жидкость.

Это явление все наблюдали в быту, испытывая неприятные эмоции при стуке клапана водопроводного крана. Автоколебания могут иметь разную частоту, обычно от нескольких герц до десятков герц, и не всегда сопровождаются ударами. В ряде случаев при этом возникают весьма интенсивные колебания трубопроводов, что наиболее опасно для крупных трубопроводов высокого давления.

На границе состояний жидкости (вода – пар) возникают явления, связанные с вскипанием и конденсацией жидкости. Хорошо известны гидроудары в паропроводах при их прогреве и кавитация в насосах. При местном образовании условий для вскипания вследствие соответствующего соотношения давления и температуры жидкости возникает паровой пузырь (каверна), который мгновенно исчезает при повышении давления, что сопровождается ударом. Более подробно явление кавитации рассмотрено в следующей главе (п. 3.7.1).

Поток жидкости и газа неравномерен. Рабочие и направляющие лопатки в роторных нагнетателях и двигателях образуют в рабочей среде кромочные следы, создающие динамические вибрационные возмущения с частотой лопаток (так называемая "лопастная частота"). Эти частоты можно обнаружить прежде всего в спектрах вибрации жидкостных насосов.

Турбулентный газовый поток создает сложного гармонического спектра возмущений на поверхностях труб и корпусов. Это приводит к шуму и вибрациям тем большим, чем меньше толщина и соответственно жесткость стенок. Интенсивность турбулентного шума сильно зависит от ско-

рости газа и его параметров: она быстро растет при увеличении скорости течения.

В воздухоудувках и других газовых нагнетателях при определенном соотношении давления и расхода возникает помпаж: давление на выходе резко падает, и газ устремляется из напорного трубопровода в машину. Явление помпажа нами специально не рассматривается, поскольку к вибрации имеет лишь косвенное отношение. Нашему читателю следует знать, что помпаж обычно сопровождается внезапным всплеском вибрации и звукового давления.

Трубопроводы могут иметь ограниченные участки, примыкающие к нагнетателю, с длиной, равной или кратной четверти длины волны для определенной звуковой частоты, относящейся к контролируемому диапазону частот вибрационного спектра (обычно эта длина равна нескольким метрам). Звуковая частота может лежать вне пределов звукового диапазона (например, составляет 13 Гц). Если внутри машины имеется элемент, который задает данную звуковую частоту (поддерживает механизм автоколебаний), то в трубопроводе возникает стоячая звуковая волна, а на подшипниках и корпусе насоса при этом появляется заметная вибрация со звуковой частотой. Эта частота может быть некратна частоте вращения; она обычно равна собственной частоте некоторого элемента, поддерживающего механизм автоколебаний. Таким элементом может быть, например, рабочее колесо нагнетателя, упругие осевые колебания которого создают пульсацию давления с частотой этих колебаний в трубопроводе со всеми описанными последствиями.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ ВИБРОДИАГНОСТИКА

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. НЕКОТОРЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕОРИИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ

Рассмотрение научных аспектов технической диагностики вообще и вибродиагностики в частности выходит за рамки данной книги. Принятый нами стиль представления материала, основывающийся на использовании общедоступной терминологии и преимущественно не требующий специальной подготовки, исключает углубление в теоретические проблемы. В то же время весьма краткое изложение теоретических основ диагностики на уровне определений некоторых используемых в ней терминов и основных понятий нам представляется полезным [9].

Техническая диагностика – наука о распознавании технического состояния объекта, включающая широкий круг проблем, связанных с получением и обработкой диагностической информации.

Распознавание технического состояния – отнесение этого состояния к одному из классов (диагнозов). В большинстве задач диагностики определены заранее, и задача распознавания является задачей классификации. В простейшем случае все состояния объекта делят на два класса: "исправное состояние" и "неисправное состояние".

Иногда говорят также о других состояниях объекта: "работоспособное состояние", "состояние правильного функционирования" [79]. Отметим, однако, что эта конкретизация не единственная и не обязательная, чаще всего с каждым диагнозом связывают появление определенного дефекта.

Техническая диагностика преимущественно использует весьма ограниченную информацию, она производится обычно в процессе эксплуатации и не предусматривает разборку машины, ее часто называют безразборной диагностикой.

Теоретическим фундаментом технической диагностики считают общую теорию распознавания образов, которая является разделом технической кибернетики.

При решении диагностической задачи имеется существенный риск допустить две ошибки, первая из которых состоит в ложной тревоге, а вторая – в пропуске цели (дефекта). Соотношение между этими ошибками таково, что, пытаясь застраховаться от одной, мы неизбежно повышаем риск допустить другую. Цена каждой из этих ошибок должна быть

соответственно учтена при принятии решения. Для принятия правильного решения с учетом этого обстоятельства рекомендуют применять теорию статистических решений.

Диагностические алгоритмы, или алгоритмы распознавания, представляют собой последовательность действий в процессе диагностирования. Алгоритмы распознавания, в частности, используют диагностические модели и модели отказов. Диагностические модели устанавливают связь между состояниями системы и их отображениями в пространстве диагностических параметров. Модели отказов, изучаемые теорией надежности, позволяют заблаговременно предсказывать время возможного отказа.

Помимо теории распознавания в технической диагностике также используется теория контролеспособности. Контролеспособность – свойство объекта обеспечивать достоверную оценку его технического состояния и своевременное обнаружение неисправностей, она определяется конструкцией объекта и используемыми контрольно-измерительными и диагностическими средствами. Теория контролеспособности занимается задачами проектирования систем контроля и диагностики, их оптимизацией (минимизацией) и разработкой алгоритмов поиска неисправностей, способов диагностического тестирования.

Таким образом теория распознавания и теория контролеспособности составляют двуединую теорию технической диагностики.

К решению задачи распознавания существует два основных подхода: вероятностный и детерминистский. Вероятностный метод использует статистические связи между состоянием объекта и диагностическими параметрами, в результате реализации некоторого алгоритма при этом находится наиболее вероятный диагноз и по возможности определяется степень его достоверности. Детерминистский метод устанавливает связь состояния объекта с координатами в пространстве диагностических параметров на основе изученных закономерностей, в частности с использованием теории колебаний.

Чтобы сказанное было понятно, приведем два примера.

На машине некоторого типа произошел отказ, при этом не исключено несколько диагнозов, например, таких: обрыв детали (лопатки) на роторе, поломка болтов муфты, отрыв фундаментной плиты.

Изменения диагностических параметров при этом таковы, что все рассматриваемые причины не исключены и примерно равновероятны.

Одновременно известно, что на машинах данного типа первый дефект встречается при 50 % отказов, второй при 5 % и третий при 3 %. Из этой последней информации на основе теории вероятностей делается вывод, что наиболее вероятен первый дефект. Этот пример иллюстрирует вероятностную методологию.

Второй пример. В одной из точек контроля вибрации на подшипнике машины постепенно нарастает высокочастотная вибрация, при этом наиболее резко растут составляющие, кратные по частоте половине оборотной ($1,5\omega$, $2,5\omega$, $3,5\omega$ и т.д., где ω – частота вращения). Установлено, что такой признак однозначно определяет появление ослаблений (разболтанности) в опорной системе. Соответствующий диагноз при этом получен детерминистским методом.

Не будем перечислять названия разнообразных методов, поскольку без разъяснения их сути это лишено смысла, любознательного читателя адресуем к специальной литературе [6, 8, 15, 32, 62, 65].

Принципиально система технической диагностики (вибродиагностики) может функционировать без вмешательства в режим работы машины только на основании измерений диагностических параметров при нормальной эксплуатации агрегата. Такая система называется пассивной. Если система может при необходимости инициировать режимы диагностического тестирования (испытаний) с целью уточнения либо получения диагноза, то она становится активной. Изменения режимов при этом могут осуществляться автоматически через систему автоматического управления машиной либо путем выдачи соответствующих инструкций (сообщений) эксплуатационному персоналу или эксперту.

В качестве одного из важнейших элементов системы технической диагностики теория рассматривает коллектив специалистов (экспертов), который в конечном счете и принимает решения на основе рассмотрения результатов функционирования контрольно-диагностических систем.

В заключение необходимо сделать одно важное замечание. Все статистические методы требуют репрезентативного статистического материала в виде известных вероятностей рассматриваемых событий. За редким исключением, таких данных нет, это относится прежде всего к крупным энергетическим агрегатам. Кроме того, при достаточно достоверном обнаружении статистическими методами склонности машины к определенным отказам в ее конструкцию вносятся изменения, которые перечеркивают всю накопленную статистику.

В распоряжении специалистов, разрабатывающих и использующих системы вибродиагностики, имеются главным образом некоторые известные детерминированные диагностические алгоритмы и, что важнее всего, их знания и опыт, в применении которых чаще всего неформально и в неявной форме сочетаются вероятностные и детерминистские методы. Описание систем вибродиагностики в данной книге как раз и основывается на этих источниках.

1.2. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ВИБРОДИАГНОСТИКИ

Методы вибродиагностики направлены на обнаружение и идентификацию таких неисправностей агрегата, которые оказывают влияние на его вибрацию: дефектов роторов, опорной системы и узлов статора, испытывающих либо генерирующих динамические нагрузки.

Целями вибродиагностики являются:

- предупреждение развития дефектов агрегата и сокращение затрат на его восстановление,
- определение оптимальной технологии восстановления работоспособности агрегата, если возникший дефект исключает возможность его нормальной эксплуатации.

Основной задачей вибродиагностики является разделение множества возможных технических состояний агрегата на два подмножества: исправных и неисправных.

Следующей задачей является постановка диагноза, состоящего в определении характера и локализации одного или группы дефектов, соответствующих вибрационному состоянию агрегата.

Одной из задач вибродиагностики является возможное обнаружение дефекта на ранней стадии и прогнозирование его развития во времени.

На основании диагноза определяется оптимальный режим эксплуатации агрегата в условиях возникшей неисправности и технология устранения дефекта и восстановления работоспособности агрегата.

Чем надежней и конкретней диагноз, тем ниже затраты, связанные с восстановлением агрегата.

1.3. СРЕДСТВА И МЕТОДЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ

В зависимости от привлекаемых средств, конкретных целей и принятой технологии вибродиагностики формируется ее методика.

Наиболее простой и дешевой технологией вибродиагностики является периодический контроль интенсивности вибрации статорных элементов (подшипников) простейшими переносными виброметрами. При этом диагностическими признаками дефектов служит уровень интенсивности вибрации, соотношение между его значениями в разных точках и изменение во времени (тренд).

Трудность диагностирования при этом состоит в том, что не существует надежных специфичных признаков для идентификации конкретных дефектов, кроме того, в ряде случаев при существенном возрастании некоторой диагностически информативной гармоники вибрации общий уровень интенсивности вибрации может меняться незначительно. В то же время по уровню вибрации и росту ее во времени в большинстве случаев можно достаточно надежно квалифицировать состояние агрегата как

исправное или неисправное. У некоторых дефектов есть признаки, позволяющие в определенной ситуации установить дефект как наиболее вероятный. Назовем некоторые из них.

Если ротор опирается на подшипники качения и интенсивность вибрации (СКЗ виброскорости) преобладает на одном подшипнике и растет во времени, то скорее всего дефект состоит в повреждении (износе поверхностей качения) этого подшипника. Однако такой же характер вибрации может быть связан с деградацией опорных (фундаментных) элементов под рассматриваемым подшипником либо с появлением дисбаланса с одной стороны ротора; в то же время повреждения могут возникнуть одновременно на обоих подшипниках ротора, в этом случае упомянутый признак оказывается несостоятельным.

Если наблюдаются относительно высокие вибрации в осевом направлении при повышенных вибрациях в других направлениях на подшипниках одного ротора, то это может быть связано с остаточным прогибом этого ротора. В то же время при несоосности венцов муфты (коленчатость) на машине, состоящей из приводного электродвигателя и механизма, такая же вибрация наблюдается на роторе электродвигателя, подшипники которого встроены в корпус; такой же характер вибрации может быть и при определенном расположении дисбалансов на некотором роторе машины.

Если резко нарушается соотношение между вертикальными и поперечными составляющими вибрации, это может быть вызвано повреждением фундамента либо отрывом фундаментной плиты. Однако при некоторых динамических свойствах агрегата это может быть связано с определенной формой неуравновешенности, появлением низкочастотной вибрации и другими причинами.

Этот перечень можно было бы продолжить, однако остановимся на этих примерах, поскольку надеемся, что в распоряжении нашего читателя найдутся виброизмерительные средства, позволяющие измерять не только интенсивность вибрации, но и другие ее параметры.

В некоторых случаях задачей вибродиагностики является диагностирование конкретного дефекта, признаком которого является резкое повышение вибрации. Например, на некоторых типах нагнетателей наблюдаются периодические поломки лопастей вследствие вибрационного износа, развитие такой аварии и разрушение агрегата можно предотвратить, если остановить агрегат непосредственно после появления неисправности. Задача решается установкой одного датчика вибрации. В этом и аналогичных случаях защита агрегата от развития возникающего дефекта осуществляется по признаку превышения измеряемым параметром интенсивности вибрации заданной предельной уставки. Технические средства, осуществляющие в этих случаях автоматическое отключение агрегата либо аварийную сигнализацию, называются "вибростопами".

Специальные виброакустические приборы существуют для диагностики состояния подшипников качения (см. п. 7.2 этой главы).

Наиболее распространена технология диагностирования, предусматривающая определение неисправного состояния агрегата по данным штатных контрольных измерений вибрации с последующим определением характера неисправности по данным специальных виброизмерений и диагностического тестирования (вибрационных исследований). При специальных виброизмерениях производится гармонический анализ вибрационных сигналов, определяются амплитуды и фазы оборотной и двойной оборотной вибрации. Вибрационные измерения производятся на разных, целесообразным образом осуществляемых режимах агрегата при выбеге и развороте агрегата (см. п. 8 этой главы).

Самыми совершенными средствами вибродиагностики являются автоматические и автоматизированные системы. В таких системах на основе компьютерных технологий наилучшим образом осуществляется обработка необходимой информации и реализуются известные алгоритмы диагностирования. Более подробно автоматизированные системы вибродиагностики рассматриваются ниже.

Далее предполагается, что привлекаемые средства не содержат недостатков, способных искажать вибрационный сигнал и генерировать физически несуществующие гармонические составляющие. Однако это предположение не всегда справедливо, что должно учитываться при использовании недостаточно совершенных виброизмерительных средств.

1.4. МЕТОДИКА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДЕФЕКТОВ

Определение технического состояния агрегата по вибрационным параметрам производится как по содержанию соответствующей информации в текущий момент времени, так и на основе анализа изменений ее во времени.

В качестве диагностических параметров используются разнообразные параметры вибрации (в том числе и спектры вибрации), параметры случайного процесса изменения вибрации, специальные функции параметров вибрации (например, полусумма и полуразность комплексных значений оборотной вибрации в двух выбранных точках, отношение некоторых параметров вибрации в разных направлениях). В ряде случаев необходимо измерять и учитывать невибрационные параметры, влияющие на вибрацию.

Количественные и качественные характеристики значений диагностических параметров и их изменений, характерные для некоторого дефекта, являются признаками этого дефекта. У дефекта может быть несколько признаков, а некоторый признак может быть общим для группы разных по природе дефектов. Например, наличие в спектре вибрации некоторых низкочастотных гармоник может быть признаком и задеваний ротора за

статорные элементы, и субгармонических колебаний под действием дисбаланса, и несовершенства формы расточки подшипника скольжения. В совокупности признаков дефекта может не оказаться ни одного, который сам по себе был бы необходимым и (или) достаточным для диагностирования.

Изменения вибрации происходят не только вследствие возникновения дефектов, но и при изменении режимов, а также при переходных процессах на неустановившихся режимах. Для диагностирования дефектов необходимо изучить и учесть закономерности изменения диагностических параметров при изменении параметров режима агрегата и на переходных режимах.

Каждый дефект обычно воздействует на целую группу диагностических параметров. Характер этого воздействия зависит от одновременного присутствия других дефектов и от режима машины.

В принципе возможно экспериментальными и математическими методами получить количественные оценки влияния любого дефекта на диагностические параметры для любых условий, хотя это, как правило, связано с большими трудностями и затратами. Однако такая работа обесценивается тем обстоятельством, что неуловимые отличия динамических характеристик агрегата оказывают на эти оценки решающее влияние. Разные эксперты оценивают максимально возможные отличия значений влияния заданных дефектов на вибрационные параметры однотипных машин в пределах от 10 до 1000 раз [65]. Наибольшие отличия относятся к высокочастотным составляющим спектра вибрации.

По нашим оценкам, соответственные влияния заданных дисбалансов на вибрацию оборотной частоты однотипных машин могут иметь погрешности, превосходящие 100 %, а их соотношения в разных точках, которые как раз и используются для диагностирования, могут варьировать в таких пределах, которые во многих случаях не позволяют их непосредственно использовать для идентификации дефекта. Эксперименты с пробными дисбалансами позволяют уточнить коэффициенты влияния на вибрацию дефектов валопровода. Расчеты показывают, что для некоторых машин целый ряд дефектов оказывает на вибрацию оборотной частоты подобное влияние, информативные отличия коэффициентов влияния для разных дефектов при всех возможных уточнениях соизмеримы с погрешностями их определения. Это относится прежде всего к тем случаям, когда абсолютные значения коэффициентов влияния для нескольких относительно удаленных точек соизмеримы, при этом локализация наибольших изменений вибрации не соответствует локализации дефектов. Примером может служить турбина мощностью 800 МВт К-800-240-6 ЛМЗ. Для таких случаев некоторую определенность позволяет получить одновременный учет вибрационных изменений на разных скоростях вращения, но очевидная ограниченность такого подхода связана с тем, что

ряд дефектов проявляется только под нагрузкой при номинальной частоте вращения и что данные по вибрации на промежуточных скоростях вращения имеются в лучшем случае лишь для начала и окончания всего исследуемого периода времени.

При всех описанных сложностях всесторонний учет экспериментальных данных, математических и экспертных оценок делают задачу вибродиагностики в большинстве случаев разрешимой.

Для повышения достоверности диагноза с учетом приведенных соображений целесообразно: полное использование всех известных признаков дефектов, непосредственные измерения величин, характеризующих сам дефект либо условия его проявления вместо косвенных оценок, учет обстоятельств появления дефекта, определение всех дефектов, вероятностью которых нельзя пренебречь по результатам анализа наблюдаемых диагностических параметров.

Для иллюстрации содержания задачи диагностирования и стратегии ее решения приведем пример. Пусть на рассматриваемом агрегате возросла вибрация оборотной частоты. Причинами этого, как мы знаем (гл. 3), могут быть многие неисправности: дисбалансы в разных сечениях валопровода (в частности, поломка лопатки турбины, лопасти нагнетателя), разрыв болтов на муфте, расцентровка, прогиб ротора, отрыв корпуса подшипника от фундаментной плиты, трещина в роторе и другие. Характер неисправности прежде всего определяется пропорциями изменения комплексных значений оборотной вибрации в разных точках, величинами изменений других составляющих спектра вибрации, однако для рассматриваемого случая эти параметры не позволяют установить диагноз с требуемой точностью и достоверностью. Для решения диагностической задачи кроме определения параметров вибрации до и после появления дефекта необходимо изучить целый ряд обстоятельств изменения вибрации, в частности: как изменялись параметры вибрации во времени, не произошло ли скачкообразное перемещение корпуса подшипника либо изменение его наклона (при наличии специальных приборов это можно измерить непосредственно), как изменились температуры подшипников, как изменилось положение осей шеек роторов, какие неисправности, вызывающие аналогичное изменение вибрации, наблюдались на рассматриваемой и однотипных машинах и т.д. Отрыв корпуса подшипника от фундаментной плиты можно определить методами вибродиагностики, а можно измерить непосредственно, последнее позволяет существенно повысить достоверность диагноза, хотя и требует дополнительных средств измерений. Уточнение диагноза следует выполнить после снятия и анализа АФЧХ вибрации на выбеге при останове машины для устранения дефекта. Диагноз устанавливается на основе анализа всей доступной информации о диагностических параметрах и обстоятельствах их изменения по специальному алгоритму (см. ниже).

В автоматизированных системах вибродиагностики учет всех параметров вибрации и обстоятельств появления неисправности должен быть формализован, а необходимые данные должны генерироваться стационарной аппаратурой, некоторые из них могут вводиться вручную на стадии последующей (постоперативной) диагностики в диалоговом режиме.

Отметим, что даже полный и правильный учет всех доступных данных не всегда гарантирует стопроцентную точность диагноза. Ошибки возможны в определении как характера дефекта, так и его локализации. Например, при определенных динамических свойствах машины легко можно перепутать поломку лопатки с проскальзыванием по ротору насадной детали, ошибиться в определении места повреждения на роторе и даже в определении ротора, на котором возник дефект. Известны случаи, когда ошибочный диагноз (поставленный современными методами диагностирования) приводил к большому и напрасному работам по разборке агрегата. Сказанное иллюстрирует необходимость разумной осторожности при постановке диагноза и указания в нем всех возможных вариантов неисправностей.

Некоторые неисправности наблюдаются крайне редко, при этом не имеют признаков, позволяющих с полной определенностью диагностировать их. Такие неисправности для простоты ниже называем экзотическими. Диагноз в таких случаях имеет недостаточную достоверность, он должен включать в себя кроме экзотической неисправности и другие, имеющие сходные признаки.

В заключение следует с сожалением констатировать, что конъюнктурные и коммерческие соображения подталкивают некоторых разработчиков диагностических систем к рекламированию высокой точности и достоверности их диагнозов, которые по чисто техническим причинам невозможны. В связи с этим хотелось бы посоветовать читателю относиться с большим доверием к более осторожным обещаниям разработчиков.

2. ОБРАБОТКА ВИБРАЦИОННЫХ СИГНАЛОВ

2.1. ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ СИГНАЛОВ

Вибрационные сигналы являются содержательным источником информации, на основе их обработки получают разнообразные параметры вибрации, которые непосредственно используются как основные диагностические параметры в вибродиагностике.

Датчик вибрации генерирует электрический сигнал, пропорциональный мгновенным значениям виброускорения, виброскорости либо виброперемещения в соответствующей точке объекта контроля вибрации. Этот сигнал непосредственно либо после предварительной обработки аналоговыми средствами поступает в измерительный блок, где производится его специальная обработка и определяются необходимые параметры вибра-

ции. Измерительный блок обычно имеет нормированный линейный электрический выход, соответствующий измеряемому параметру вибрации, используемый для последующей цифровой обработки.

Более детальная обработка вибрационных сигналов производится цифровым способом в универсальных ЭВМ либо в специальных процессорных модулях. Предварительно сигнал дискретизируется и оцифровывается посредством специальных устройств, при этом вместо электрических сигналов получают набор чисел, соответствующих мгновенным значениям измеряемого параметра вибрации. Совокупность этих чисел называют выборкой. При достаточной частоте опроса, или частоте квантования, и достаточной точности (разрядности) ряда этих чисел выборка адекватно отражает исследуемый процесс, а ее обработка позволяет определить все параметры вибрации.

Не останавливаясь на алгоритмах обработки вибрационных сигналов, приведем сведения, которые позволят читателю правильно интерпретировать результаты этой обработки.

В измерительном блоке обычно определяют и индицируют значения интенсивности вибрации для заданного интервала частот (например, от 10 до 1000 Гц): среднее квадратическое значение виброскорости, размах виброперемещения, пиковое значение виброускорения и другие. Во избежание ошибок при интерпретации показаний прибора пользователь должен знать, какой параметр интенсивности вибрации, в каком диапазоне частот и в каких единицах измеряет прибор. Ошибки пользователей обычно возникают при использовании аппаратуры из других отраслей техники с другими традициями и другой технической культурой. Например, вместо размаха виброперемещения прибор может индицировать его среднее квадратическое значение, их числовые значения отличаются примерно в три раза. Могут многократно отличаться параметры интенсивности для разных диапазонов частот, возможны и другие отличия, которые нередко ускользают от внимания пользователя. Это чревато не только недоразумениями, но и опасностью из-за неправильной оценки состояния машины.

Диапазон частот при виброизмерениях всегда ограничен. Ограничения эти двоякого смысла: либо они регламентированы стандартами, либо техническими возможностями аппаратуры. В связи с этим важными элементами виброаппаратуры являются фильтры – специальные устройства, подавляющие ненужные гармонические составляющие и помехи за пределами исследуемого диапазона частот. На рис. 4.1 представлены примерные характеристики распространенных фильтров.

Полосовые фильтры могут иметь произвольное соотношение верхней и нижней частот в зависимости от исследуемого диапазона частот

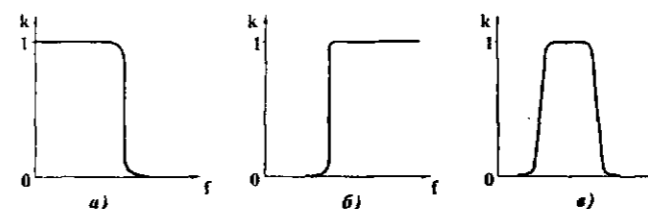


Рис. 4.1. Характеристики (коэффициенты передачи) фильтров: а – фильтр нижних частот; б – фильтр верхних частот; в – полосовой фильтр; f – частота сигнала; k – коэффициент передачи

(например, рис. 2.3), однако для многих приложений используются октавные и третьоктавные фильтры с отношением верхней и нижней частот среза соответственно 2 и $2^{1/3}$ и со стандартным набором средних частот.

Отметим, что вследствие несовершенства фильтров в фильтрованном сигнале могут появиться несуществующие гармоники, это замечание относится прежде всего к цифровым фильтрам из-за некоторых достаточно тонких трудностей числовой обработки.

Кривая зависимости вибрационного сигнала от времени после его соответствующей фильтрации сама по себе во многих случаях является важным источником информации для экспертной оценки состояния машины.

2.2. ГАРМОНИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВИБРАЦИИ И ЕГО МОДИФИКАЦИИ

Наиболее важным для вибродиагностики является гармонический анализ вибрационного сигнала: разложение в ряд Фурье. Современным инструментом гармонического анализа является быстрое преобразование Фурье (БПФ). Результатом БПФ является спектр вибрации, который характеризуется набором значений амплитуд, фаз и частот гармонических составляющих. Представлять результаты БПФ принято в виде графика зависимости амплитуды от частоты. При этом используют как линейный, так и логарифмический масштабы для обеих осей координат.

На рис. 4.2 представлен спектр виброускорения на подшипнике насосного агрегата с редуктором в диапазоне до 500 Гц в линейном и логарифмическом масштабах.

На графиках отмечено шесть наиболее существенных гармонических составляющих спектра. Не останавливаясь на объяснении происхождения

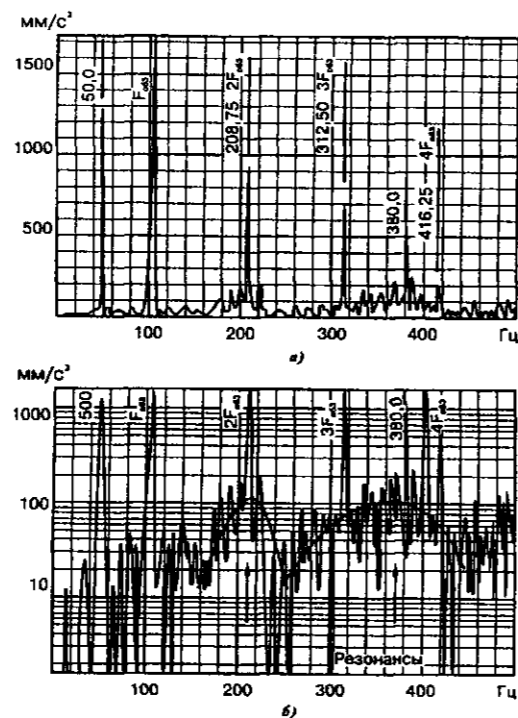


Рис. 4.2. Спектр виброускорения на подшипнике насосного агрегата с редуктором: а – линейный масштаб; б – логарифмический

каждой из частот, заметим, что они преимущественно являются кратными по отношению к двум частотам вращения, определяющимся передаточным отношением редуктора, соответственно $F_{об1} = 50$ и $F_{об2} = 104$ Гц. Отметим, что при логарифмическом масштабе амплитуд хорошо заметны гармоники с весьма малыми амплитудами, они представляют сплошной спектр, подъем которого вблизи 210 и 370 Гц свидетельствует о наличии резонансов системы на этих частотах.

Каждый из дефектов, составляющих содержание результатов вибродиагностирования, связывают с определенными гармониками спектра, при этом количественную оценку наличия соответствующих гармоник производят либо по числовому ряду из БПФ, либо по графикам примерно такого вида, который представлен на рис. 4.2.

Не углубляясь в алгоритм БПФ, отметим некоторые его параметры, а также трудности и погрешности этого метода, которые могут привести к неправильной оценке результатов БПФ.

Выборка для БПФ содержит определенное, равное степени 2, количество чисел N : 512, 1024, 2048 и т. д. Количество гармоник, получаемых в результате БПФ, равно половине количества чисел в выборке ($N/2$). Разрешение БПФ, или шаг по частоте, равен отношению частоты квантования Q к количеству чисел выборки (Q/N); максимальная частота спектра БПФ равна половине частоты квантования ($Q/2$). Таким образом, все частоты спектра БПФ определены двумя числами N и Q , при этом очевидно, что частоты реального спектра могут отличаться от частот спектра БПФ на величину, равную половине шага по частоте. Из сказанного, в частности, ясно, что для повышения разрешения спектра следует увеличивать количество чисел в выборке, а для расширения диапазона частот в высокочастотную область следует повышать частоту квантования; как нетрудно заметить, эти две цели находятся в противоречии.

Вследствие численных трудностей в результатах БПФ могут появиться несуществующие гармоники, искажаются имеющиеся. Это связано с одним из следующих обстоятельств:

- выборка ограничена, на ее краях возникает возмущение; для компенсации этого используют нормирование элементов выборки с помощью специальных окон прозрачности, однако некоторые искажения спектра при этом все же остаются;

- неблагоприятное соотношение частот квантования и исследуемых частот; для компенсации этого используют предварительную фильтрацию вибрационного сигнала, иногда также отбрасывают верхнюю (по частотам) половину спектра после БПФ;

- "рассыпание" по всему спектру гармоник, частота которых попадает между полосами вычисленного спектра (отметим, что таких частот нет в спектре гармоник, кратных оборотной, если квантование сигнала синхронизировано с вращением ротора); для компенсации этого существует специальный алгоритм обработки результатов БПФ, однако в большинстве случаев он, к сожалению, не применяется.

Для иллюстрации последнего обстоятельства на рис. 4.3 представлены результаты числовых экспериментов. Исследуемая выборка получена генератором чисел, моделирующим заданный вибрационный процесс, параметры заданных гармоник приведены в таблице, количество чисел в выборке N задано равным 1024, а частота квантования Q выбрана 1400 Гц. Приведенные данные и другие расчеты показывают, что погрешность БПФ по амплитудам гармоник достигает 30 %, а вычисление их фаз вообще теряет смысл. Не помогает увеличение объема выборки (значений N и Q): точность по частоте увеличивается, но все остальные погрешности остаются. Как видно из рисунка, специальная вычислительная обработка спектра БПФ существенно уточняет результаты и повышает его разрешающую способность. Строго говоря, рассматривае-

Таблица параметров спектра (ПС)

ПС	F_1	A_1	φ_1^*	F_2	A_2	φ_2^*	F_3	A_3	φ_3^*
А	50	100	0	100	50	60	200	40	120
Б	50,6	72	77	99,8	48	34	199,6	34,6	69
В	50	99,9	359	100	49,8	65	200	39,9	118

Параметры гармоник: F_i – частоты; A_i – амплитуды; φ_i – фазы.
 А – заданный спектр; Б – спектр гармоник с максимальными амплитудами после БПФ; В – спектр гармоник после специальной вычислительной обработки БПФ.

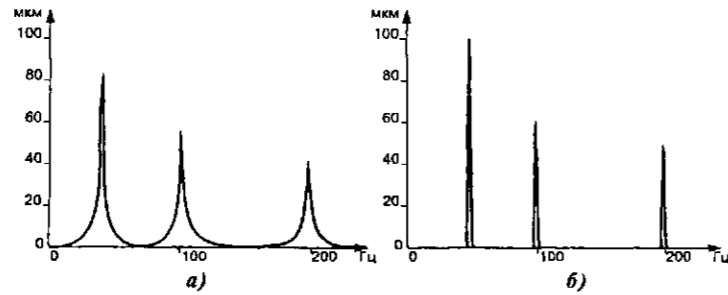


Рис. 4.3. Специальная вычислительная обработка спектра БПФ:
 а – спектр после обычной процедуры БПФ; б – спектр после специальной вычислительной обработки

мая обработка применима только для дискретного спектра, если между частотами соседних гармоник имеется по крайней мере три "пустых" полосы спектра БПФ, однако это не препятствует ее применению во всех случаях, когда исследователь располагает обоими результатами и в состоянии оценить корректность применения специального алгоритма.

Другой вид обработки состоит в определении спектра модуляции амплитуды вибрации на некоторой высокой частоте (узком диапазоне частот), которая обычно намного выше частот рассматриваемых информативных гармоник и сама по себе не связана с каким-либо детерминированным возбуждением, обычно это собственная частота пьезоакселерометра. После детектирования высокочастотного сигнала определяют огибающую кривую (кривую модуляции) и ее подвергают БПФ. В этом случае говорят о модуляционном спектре или спектре огибающей. Этот спектр, как правило, содержит наиболее важные гармоники, которые имеются и в обычном спектре вибрационного сигнала, однако некоторые гармоники в модуляционном спектре отсутствуют.

На рис. 4.4 представлены спектр вибрации и спектр модуляции высокочастотной составляющей вибрации на частотах в 1/3-октавной полосе 3,1 кГц для одной из точек на корпусе генератора мощностью 300 МВт, оборотная частота равна 50 Гц.

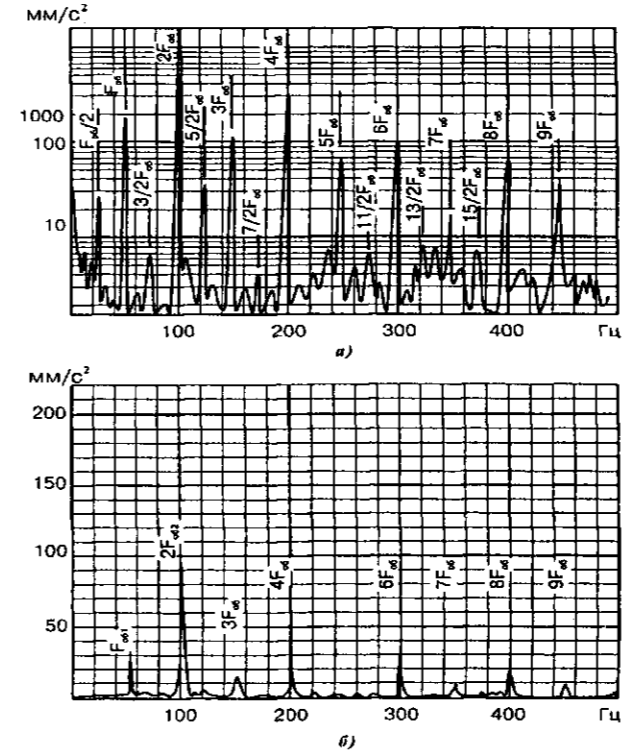


Рис. 4.4. Спектр и модуляционный спектр виброускорения для одного сигнала:
 а – спектр; б – модуляционный спектр

При сравнении двух спектров необходимо учесть, что первый выполнен в логарифмическом масштабе, а второй – в линейном. Как видно из рис. 4.4, по характеру оба спектра достаточно близки. Некоторые отличия состоят в том, что модуляционный спектр несколько беднее обычного: он не содержит гармоник с частотами, кратными половине оборотной, гораздо меньше заметны нечетные гармоники, в то же время наиболее интенсивные гармоники повторяются в обоих спектрах.

Особенно продуктивно использование модуляционных спектров в вибродиагностике подшипников качения и зубчатых редукторов: возбуждение на высокой частоте происходит вследствие ударов в местах дефектов на поверхностях контакта, при этом высокочастотный сигнал модулируется с частотой следования этих ударов.

В роторных машинах очень часто можно наблюдать обилие гармонических составляющих, каждая из которых имеет отношение к некоторому важному возбуждению (дефекту). Среди них трудно выделить одну или несколько, на которых можно было бы построить диагностический алгоритм. Это замечание относится прежде всего к машинам с зубчатыми редукторами либо подшипниками качения. Для сжатия информации, содержащейся в спектре, в этих случаях иногда используют кепстр – преобразование Фурье от логарифмического спектра мощности:

$$C(t) = \int \log G(\omega) \cos \omega t d\omega, \quad (4.1)$$

где $G(\omega)$ – спектр мощности, t – время.

На рис. 4.5 приведено изображение спектра и кепстра одного процесса, которое иллюстрирует смысл данного преобразования. Вместо частоты в герцах для полос кепстра используется период τ в секундах.

Для формирования диагностического признака используют параметры $C(t)$ и t для наиболее характерных полос кепстра.

Преобразование Фурье и БПФ не является единственно возможным и не всегда применимо. В частности, оно не годится для представления переходных процессов при исследовании, например, затухающих колебаний после ударного возбуждения. Отметим в связи с этим преобразование Прони-Кухаренко [5], в котором специальным образом осуществляется разложение в ряд экспоненциальных функций с комплексными показателями степени. На рис. 4.6 приводится ряд значений процесса и результат его преобразования названным методом.

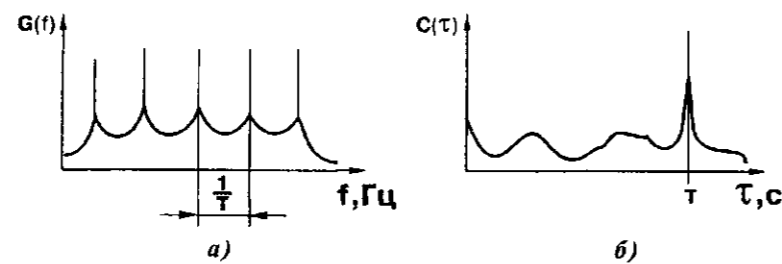


Рис. 4.5. Спектр и кепстр вибрационного сигнала

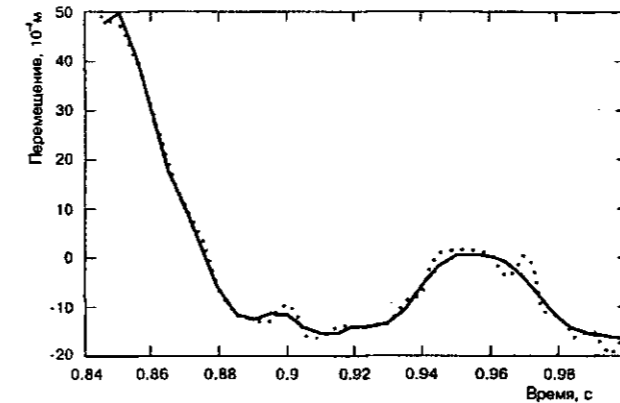


Рис. 4.6. Перемещение массивного объекта под действием упругих и демпфирующих сил:

... – опытные данные; — – сумма ряда после преобразования Прони-Кухаренко

2.3. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ВИБРАЦИИ

Как было сказано в предыдущей главе, в качестве критериев при диагностировании состояния подшипников качения эффективно применение значений особых параметров, которые наилучшим образом учитывают долю высокочастотных составляющих. Такими параметрами являются пик-фактор, резкость, относительная глубина модуляции высокочастотного сигнала виброускорения (реже, виброскорости), относительная величина ударных импульсов. Эти параметры не определены стандартными метрологическими нормами, и их формулировки, а следовательно, и значения могут несколько отличаться у разных авторов и в разных приборах.

Пик-фактор P_f – отношение пикового значения виброускорения к его среднеквадратическому значению в диапазоне частот до 5 – 10 кГц:

$$P_f = \frac{W_{\max}}{W_{\text{СКВ}}}. \quad (4.2)$$

Вместо W_{\max} может быть использована половина размаха виброускорения (от пика до пика): $W_{\max} = (W_+ + W_-)/2$.

Величина P_f для данной формулировки в зависимости от качества подшипника и от динамических свойств объекта обычно варьирует в пределах от 5 до 80.

Резкость $J(t)$ является производной от виброускорения $W(t)$ по времени в максимально доступном диапазоне частот (до 10 – 30 кГц):

$$J(t) = \frac{d[W(t)]}{dt} \quad (4.3)$$

В качестве меры интенсивности вибрации по параметру резкости принимается его пиковое значение или резкость ударных импульсов J . Диапазон значений J в зависимости от качества подшипника и от других обстоятельств обычно меняется в пределах от 10^4 до 10^7 м/с³.

В п. 2.2 рассматривался спектр огибающей высокочастотного сигнала. Относительная глубина модуляции G_m высокочастотного сигнала представляет собой отношение разности между минимумом и максимумом огибающей к ее максимуму:

$$G_m = \frac{(Y_{\max} - Y_{\min})}{Y_{\max}} 100\%, \quad (4.4)$$

где Y_{\max} и Y_{\min} – соответственно максимум и минимум огибающей кривой или кривой модуляции высокочастотного сигнала $Y(t)$.

Важным параметром для диагностирования подшипников качения является относительная величина ударных импульсов G_n – представленное в логарифмическом виде отношение максимальных импульсов виброускорения к минимальным в некоторой полосе высоких частот (вблизи 10 кГц):

$$G_n = 20 \log \left(\frac{I(t)_{\max}}{I(t)_{\min}} \right) \text{ (дБ)}. \quad (4.5)$$

Из формулы (4.4) ясно, что величина G_m меняется в пределах от 0 до 100 %, при этом нормальные значения обычно находятся в пределах до 30 %. Величина G_n может достигать 100 дБ и более, тогда как вполне приемлемы значения приблизительно до 20 дБ.

Более подробно использование описанных критериев для диагностирования подшипников качения рассмотрено ниже (п. 7.2).

Рассмотренные способы и алгоритмы обработки вибрационных сигналов далеко не исчерпывают арсенала средств, используемых при вибродиагностике, этот арсенал систематически расширяется. Многие разработчики создают собственные виды обработки сигналов и формулируют свои параметры вибрации для специальных диагностических целей. Только для иллюстрации этого обстоятельства упомянем некоторые другие виды обработки сигналов.

Распространен анализ вибрационных процессов по траекториям движения на фазовой плоскости, представляющих графики зависимости виброперемещения от виброскорости. Для исследования вибрационных процессов, в частности, относительно медленных изменений параметров вибрации во времени используются разнообразные функции изменчивости, автокорреляционная функция. Взаимный спектр – специальная функция, определяющая статистическую связь двух процессов. Взаимосвязи между гармоническими составляющими одного сигнала и между несколькими сигналами, характеризующими один процесс, определяются специальными вычисляемыми функциями, такими, например, как функция корреляции, функция когерентности, биспектр (двухмерный спектр), одномерный и двухмерный законы распределения вероятностей амплитуд процессов. Дополнительные сведения об этих и других алгоритмах и функциях читатель найдет в [10, т.5; 35], однако и они не исчерпывают многообразного и непрерывно пополняемого арсенала способов обработки вибрационных сигналов.

2.4. НЕКОТОРЫЕ ПРИМЕРЫ ОБРАБОТКИ ВИБРАЦИОННЫХ СИГНАЛОВ

По понятным причинам исчерпывающий материал, вполне иллюстрирующий разнообразные виды обработки вибрационных сигналов на разных машинах и узлах, не может быть представлен в этой книге. В качестве примеров выбраны некоторые вибрационные сигналы от датчиков вибрации опор крупных турбоагрегатов. Рассматриваются результаты обработки двух выборок, полученных на подшипниках турбин мощностью 250 МВт: одна из них соответствует нормальному состоянию подшипникового узла, другая – наличию некоторых дефектов опорной системы. Для обработки сигналов использован программный пакет обработки сигналов (ПОС) НПП "Мера" [35].

На рис. 4.7 представлены формы временных функций виброперемещения, виброскорости и виброускорения для нормального состояния подшипника, при этом СКЗ виброскорости для нормального диапа-

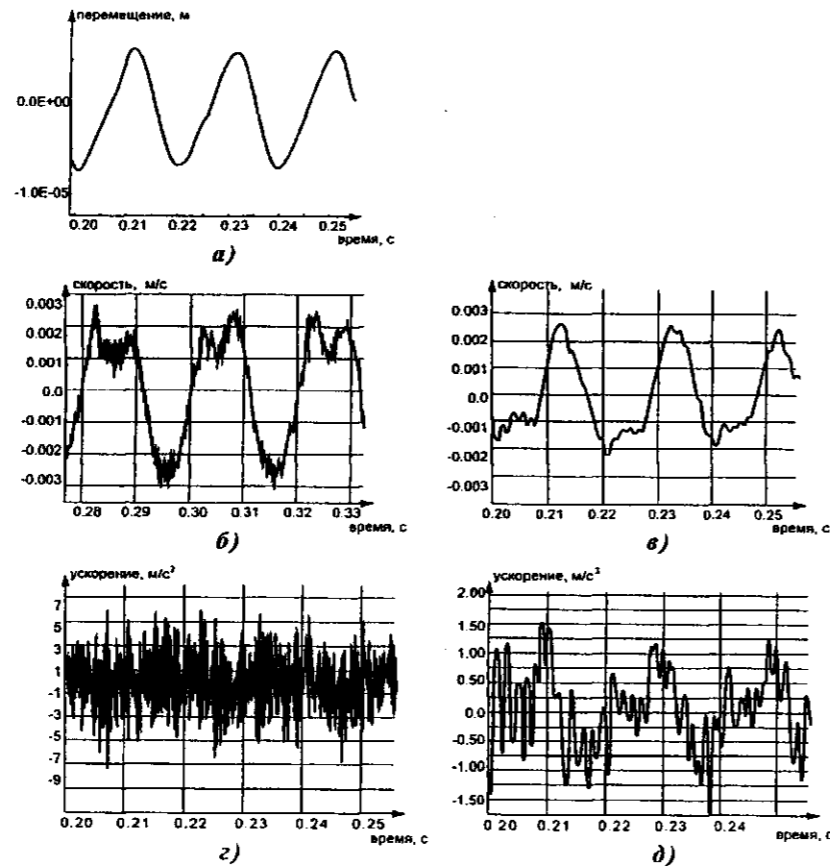


Рис. 4.7. Характерные формы временных функций вибрации: а – перемещение; б – скорость без фильтра; в – скорость с фильтром; г – ускорение без фильтра; д – ускорение с фильтром

зона частот составляет 1,5 мм/с. Для виброскорости и виброускорения даны отдельно кривые для нефигурованного сигнала и сигнала, обработанного цифровым фильтром для стандартного интервала частот 10 – 1000 Гц. На рис. 4.8 представлен спектр виброскорости рассматриваемого сигнала.

Отметим некоторые характерные особенности представленных кривых.

Сигнал представляет собой функцию времени с периодом вращения (0,02 с). Виброперемещение меняется по закону, близкому к гармоническому. Кривая виброскорости заметно деформирована, а на кривой виброускорения очень хорошо заметны гармоники высоких частот. Фильт-

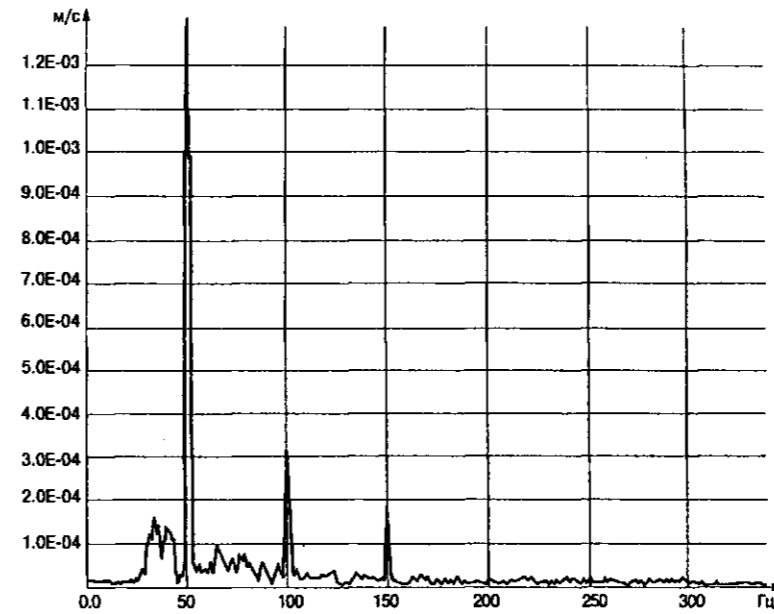


Рис. 4.8. Спектр виброскорости

рация с полосой 10 – 1000 Гц резко меняет форму сигнала виброускорения, но она практически не сказывается на кривой перемещения. Кривые, соответствующие нефигурованному сигналу, имеют острые "зубцы" за счет составляющих высоких частот, которых нет на кривых после фильтрации. Отметим, что гармоники с частотами более 1000 Гц могут быть следствием резонансных колебаний чувствительного элемента датчика вибрации и отсутствовать в реальном спектре вибрации подшипника.

На спектре виброскорости хорошо видно, что преобладает гармоника оборотной частоты, она вносит определяющий вклад в параметр интенсивности вибрации (СКЗ виброскорости). Существенны гармоники второй и третьей кратности, заметен также небольшой низкочастотный шум.

Отметим, что рассмотренный сигнал является достаточно типичным для большинства нормально работающих подшипников, пожалуй, за исключением упомянутого низкочастотного шума, который чаще не наблюдается. При увеличении интенсивности вибрации в пределах нормы (до 4,5 мм/с) обычно можно наблюдать относительное увеличение составляющей оборотной частоты.

Перейдем к рассмотрению второго сигнала для ненормального состояния опорной системы. Интенсивность вибрации составляет 5,7 мм/с,

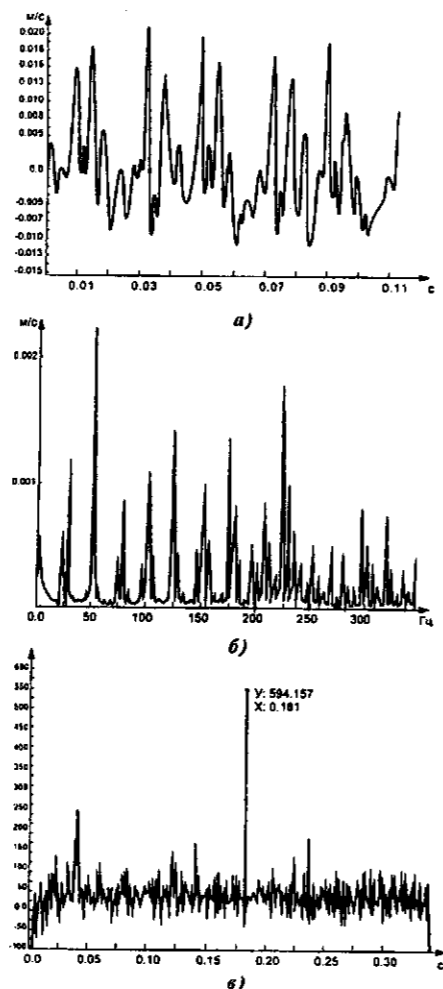


Рис. 4.9. Характеристики временного сигнала вибрации опоры при наличии неисправности:
a – временная функция скорости; *b* – спектр скорости; *c* – кепстр ускорения

при этом наибольший вклад в нее вносят гармоники высоких частот. На рис. 4.9 представлены кривая временного сигнала виброскорости, спектр виброскорости и кепстр виброускорения.

Отметим наиболее существенные характеристики рассматриваемого вибрационного сигнала.

Временная реализация имеет весьма сложную форму (рис. 4.9, *a*), в ней явно не просматривается определенного периода: процесс во времени постоянно меняется.

Гармонический спектр весьма сложен. Наряду с гармониками, кратными оборотной, весьма интенсивны гармоники, кратные и почти кратные половине оборотной. Хорошо заметны гармоники боковых (комбинационных) частот, которые отличаются от названных выше основных на величину примерно $+5,5$ Гц, что свидетельствует о модуляции сигнала с частотой $5,5$ Гц. Названные дискретные частоты наблюдаются на фоне относительно небольшого сплошного спектра ("белого шума").

В кепстре вибрации явно возвышается линия $0,181$ с, которая соответствует частоте модуляции $5,5$ Гц. Отметим, что линия вблизи $0,04$ с, соответствующая половине оборотной частоты, является второй по величине и существенно превышает линию оборотной частоты ($0,02$ с). Это последнее обстоятельство является весьма характерным признаком "разболтанности" подшипника (см. п. 6.3).

Если спектры исправных опор достаточно бедны и похожи между собой (см. выше), то для каждой неисправности в разных условиях возникают разнообразные, достаточно богатые спектры. В связи с этим приведенный анализ вибрационного сигнала следует рассматривать лишь как пример исследования характерных особенностей сигнала со сложным спектром, этот сигнал не может быть неким эталоном при диагностировании.

Отметим, что столь богатый спектр вибрации на подшипниках турбоагрегатов является скорее исключением, чем правилом, и в практике встречается достаточно редко.

3. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ

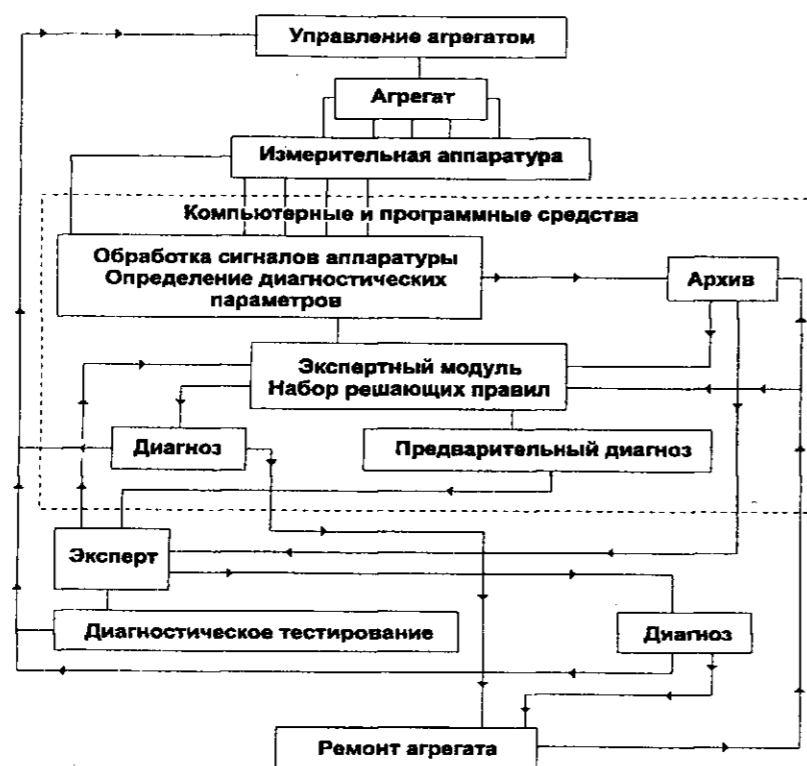
Структура и порядок функционирования автоматизированной системы контроля вибрации и вибродиагностики (АСКВД) наглядно иллюстрируются приведенной схемой.

В состав аппаратного комплекса АСКВД входит измерительная аппаратура, средства преобразования и передачи данных, компьютерные средства, средства сигнализации, средства визуализации.

Особое место в АСКВД занимают средства защиты агрегата по вибрации. Система защиты отделена от АСКВД, но при правильном построении системы она использует ту же виброизмерительную аппаратуру, что и АСКВД. Срабатывание защиты по вибрации должно воздействовать на АСКВД таким образом, чтобы в базу данных АСКВД был записан массив информации, позволяющий осуществить последующий анализ причины срабатывания защиты. Эта функция АСКВД не нужна, если вся информация, позволяющая ретроспективно воспроизвести происходящие на машине процессы, заносится в базу данных постоянно и непрерывно.

Измерительная аппаратура представляет виброизмерительную аппаратуру и специальные измерительные средства. Виброизмерительная аппа-

СТРУКТУРНАЯ СХЕМА АСКВД



ратура включает в себя аппаратуру вибрации опор и аппаратуру относительной вибрации валов.

Эта аппаратура одновременно осуществляет диагностические, контрольно-сигнальные и защитные функции. Специальные измерительные средства предназначены для измерения невибрационных параметров, в частности наклонов корпусов и линейных перемещений корпусов. Специальными являются также виброизмерительные приборы для нестандартных измерений вибрации: относительной вибрации корпусов, вибрации статорных элементов и др. В ряде случаев специальная аппаратура используется для измерений, которые обычно осуществляются штатными средствами контроля агрегата, если эти средства не имеют нормализованных электрических выходов.

Средства преобразования и передачи данных включают в себя соединительные кабели, согласующие устройства, мультиплексоры (быстродействующие коммутаторы), аналого-цифровые преобразователи, шины передачи цифровой информации, магнитные носители информации (серверы), интерфейсы ввода цифровой информации.

Ввод параметров режима агрегата (температуры, расходы пара и воды, параметры электрической и тепловой нагрузки и многие другие) осуществляется путем передачи цифровой информации из АСУ ТП агрегата, а при отсутствии таковой путем соответствующей коммутации штатной аппаратуры с системой вибродиагностики. Как уже говорилось выше, в ряде случаев приборы штатного контроля для целей вибродиагностики приходится дублировать.

Компьютерные средства в простейшем случае реализуются компьютером с видеомонитором, клавиатурой и принтером. Такой состав средств позволяет осуществлять функции обработки и хранения информации, экспертные функции и функции визуализации и печати. В специальных случаях упомянутый компьютер дополняется программируемыми процессорными модулями (ППМ), оборудованием для подключения к компьютерной сети и другими средствами. Конкретная конфигурация комплекса компьютерных средств определяется существующей инфраструктурой компьютерного обеспечения оборудования, количеством одновременно обслуживаемых агрегатов, наличием или отсутствием компьютерной сети, а также принятой концепцией компьютерного обеспечения АСКВД.

В настоящее время на производственных предприятиях используется целая иерархия разнообразных средств и систем, осуществляющих техническую диагностику, автоматическое управление технологическими процессами и информационные функции. В связи с тем, что все эти системы используют в основном универсальные средства обработки информации, а во многих случаях также и общие данные, они могут быть объединены в единую систему с общей компьютерной инфраструктурой, содержащей процессоры, серверы, мониторы, сетевое оборудование, необходимое количество рабочих мест для пользователей и др. Это обеспечивает не только экономию компьютерных ресурсов, но и наилучшие функциональные качества систем и наибольшие удобства для их пользователей. В то же время для осуществления такой интеграции все интегрируемые системы должны быть соответственно согласованы, для чего необходимо учитывать потребности интеграции уже на стадии создания этих систем либо выполнить соответствующую доработку готовых систем. В связи с тем, что система вибродиагностики является лишь одной из подсистем технической диагностики, при ее создании необходимо учитывать потребности упомянутой интеграции в системы более высокого уровня.

Обычно недостаточно использовать штатные компьютерные звукогенераторы для звуковой сигнализации при возникновении особых событий, в связи с чем необходимо обеспечить АСКВД средствами сигнализации, которые по силе воздействия на персонал эквивалентны применя-

мым штатным средствам звуковой и световой сигнализации обслуживаемого агрегата либо объединены с последними.

Программное обеспечение реализует все необходимые функции по обработке, хранению и визуализации информации, связанные с контролем вибрации и диагностикой его технического состояния.

Модуль обработки вибрационных сигналов по их мгновенным значениям вычисляет в реальном времени параметры гармонического спектра (частоты, амплитуды и фазы), параметры интенсивности вибрации, некоторые диагностические параметры вибрации (кепстр, спектр огибающей высокочастотной вибрации, суммы и разности вибраций в разных точках и др.). Цикличность опроса и обработки вибрационных сигналов должна обеспечивать своевременную регистрацию всех существенных изменений вибрации. При недостаточном быстродействии вычислительных средств может быть организовано два цикла обработки: короткий, при котором определяются некоторые важнейшие параметры (от 2 до 5 с), и длинный (от 1 мин до 1 ч).

Архивный модуль представляет собой квалифицированную базу данных, осуществляющую хранение и визуализацию всей значимой информации о вибрационном процессе и сопутствующих изменениях режима агрегата. Хранимая информация должна позволять ретроспективно рассмотреть все происходящие процессы по крайней мере за весь межремонтный цикл эксплуатации агрегата. Неинформативные данные хранить в архиве нецелесообразно, например при стационарном процессе достаточно один раз записать параметры этого процесса и время его начала и окончания, все промежуточные данные при этом используются вне архива для определения параметров стационарности процесса.

Экспертный модуль представляет собой квалифицированную базу знаний. В основе его – диагностическая модель агрегата, представляющая собой описание алгоритмов, устанавливающих связь диагностических параметров с параметрами режима агрегата и возможными неисправностями. Экспертный модуль также реализует адаптационные алгоритмы, определяющие за некоторый период эксплуатации статистически достоверные значения диагностических параметров для всего пространства возможных режимов агрегата. Если в какой-то момент времени значения диагностических параметров выходят за пределы, соответствующие исправному состоянию агрегата на рассматриваемом режиме (толерантные пределы), то экспертный модуль генерирует сообщение о возникшей неисправности. Диагноз при этом устанавливается с использованием особых диагностических алгоритмов или решающих правил. Набор решаю-

щих правил дополняется и корректируется по мере накопления знаний об особенностях агрегата и совершенствования АСКВД. Доступность программного комплекса АСКВД для внесения в него изменений характеризует его открытость.

В идеале открытая система позволяет пользователю вносить в нее любые функциональные изменения, используя для этой цели наглядные средства пользовательского интерфейса.

Функции АСКВД, адресуемые эксплуатационному персоналу, выполняются оперативно и автоматически. Они состоят в сигнализации при возникновении неисправного состояния с выдачей соответствующего сообщения и предварительного диагноза. При необходимости уточнение диагноза производится с участием эксперта (специалиста по вибрации) в постоперативном режиме. Он рассматривает материалы архива, при необходимости инициирует проведение специальных испытаний (диагностическое тестирование), а затем определяет возможный характер неисправности и объем работ, необходимый для ее устранения.

4. АЛГОРИТМЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Ниже приводится неформальное описание основных алгоритмов вибродиагностики. В основном все приведенные алгоритмы могут быть формализованы для использования при разработке экспертного модуля АСКВД, для этого прежде всего необходимо дать количественные оценки критериев, по которым определяются отличия существенных изменений (значений) диагностических параметров от несущественных. Эти критерии определяются нормативными документами, расчетами, экспериментами и экспертными оценками.

Механизмы возникновения вибрации рассмотрены в предыдущей главе. Для понимания смысла описываемых алгоритмов здесь содержатся краткие напоминания о природе рассматриваемых вибрационных процессов и соответствующие ссылки на содержание предыдущей главы.

Нами рассматриваются алгоритмы диагностирования достаточно известных дефектов, ориентированные на наиболее распространенные способы обработки сигналов. В основном используются техническая культура и опыт вибродиагностики в электроэнергетике. Изложение не претендует на исчерпывающее описание всех известных вибродиагностических алгоритмов.

Ниже используется понятие "априорные алгоритмы". Оно относится к алгоритмам диагностирования, которые в качестве объекта диагностирования используют гипотетическую модель агрегата, обладающую наи-

более характерными (типичными, осредненными) диагностическими свойствами большого класса объектов. К этому классу относится и конкретный объект диагностирования. Свойства упомянутой модели известны из опыта и изучены научными методами, в частности с помощью математического моделирования. Априорные алгоритмы позволяют установить предварительный диагноз с использованием минимума диагностической информации, этот диагноз может быть затем уточнен на основе экспериментального исследования особенностей конкретного объекта.

Вибрационные свойства роторных машин достаточно сложны, и не все наблюдаемые вибрационные явления могут быть объяснены на основе доступной информации о всех наблюдаемых и измеряемых величинах. Многие изменения вибрации происходят по невыясненным причинам, все такие изменения в диагностических алгоритмах принято считать случайными. Однако в некоторых случаях масштабы таких изменений достаточно велики и должны быть предметом специального рассмотрения коллективом экспертов. Чтобы получить представление о масштабах таких изменений вибрации, рассмотрим графики на рис. 4.10.

Представлены реальные записи виброперемещения в одной из точек на подшипнике агрегата мощностью 300 Мвт при разных пусках, между которыми не производилось никаких балансировочных или ремонтных работ. Никаких дефектов на агрегате не было обнаружено.

Начало отсчета времени соответствует моменту включения в сеть.

Как видно, масштабы изменений вибрации как между пусками, так и в пределах каждого пуска весьма существенны. Эти изменения могут быть связаны с большим количеством самых разных обстоятельств, которые выходят за рамки инструментального контроля. Масштаб изменений вибрации на рис. 4.10 является скорее обычным, чем исключительным.

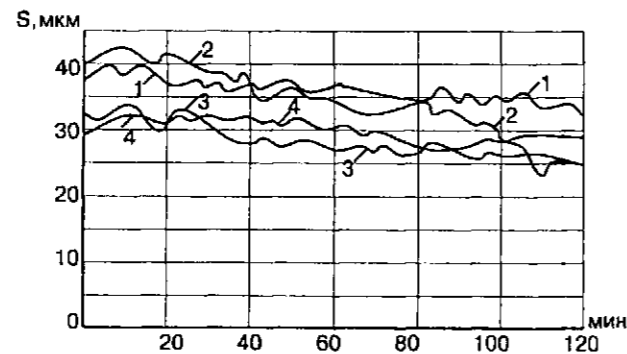


Рис. 4.10. Изменение вибрации подшипника при разных пусках: 1, 2, 3, 4 — номера пусков в календарном порядке

Необходимо добавить, что приведенный пример не самый странный из тех, с которыми приходится сталкиваться в практике.

Толкование этого и подобных явлений в приводимых ниже описаниях алгоритмов не приведены, рассматриваются лишь проверенные практикой свойства вибродиагностических моделей роторных машин.

Из сказанного ясно, что эта книга, как и любая другая, не может претендовать на исчерпывающий анализ всех возможных событий, влияющих на параметры вибрации машины. Во многих случаях при диагностировании потребуется работа опытных экспертов.

По проблемам вибродиагностики подшипников качения и зубчатых передач имеется большое количество специальной литературы, однако эти проблемы находятся несколько в стороне от основного содержания данной книги. Ниже в основном рассматриваются способы и критерии экспресс-оценки состояния этих узлов по специальным вибрационным критериям.

4.1. УСЛОВИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НОРМАЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ АГРЕГАТА

Состояние агрегата определяется как нормальное при одновременном выполнении следующих условий:

- интенсивность вибрации в контролируемых точках соответствует стандартным нормам;
- диагностические параметры находятся в пределах, соответствующих заданному режиму работы агрегата;
- на стационарном режиме наблюдается стационарная вибрация: параметры ее изменчивости не выходят за пределы, характерные для заданного режима;
- отсутствуют существенные внезапные изменения вибрации;
- отсутствует существенный монотонный рост вибрации во времени (тренд);
- отсутствует существенная низкочастотная вибрация;
- отсутствуют существенные изменения спектрального состава вибрации.

Количественные оценки (эталон качества) для определения выполнения этих условий определяются нормативными документами, результатами статистической обработки данных виброизмерений (архивных) и экспертными оценками.

Приведенная технология определения нормального состояния по существу является процедурой, которая в технической диагностике называется сигнатурным анализом. Сигнатура – стандартный, соответствующий нормальному состоянию агрегата набор значений контролируемых параметров вибрации, включая параметры спектра вибрации. Сигнатура определяется статистическими методами на основе виброизмерений при разных режимах в течение достаточного времени адаптации системы вибродиагностики. Для каждого характерного режима агрегата может быть определена соответственная сигнатура. Существенные, статистически достоверные изменения сигнатуры – свидетельство появления ненормальности.

4.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ

Для каждого эпизода, при котором нарушаются критерии нормального состояния агрегата, в связи с необходимостью диагностирования возникает задача выбора диагностических параметров из доступного множества данных. Прежде всего следует выбрать точки, в которых параметры вибрации не соответствуют эталонам качества. Для этих точек выделяются те гармонические составляющие, которые вносят наибольший вклад в нарушение эталона качества. Параметры этих составляющих и их функции являются основными диагностическими параметрами, по которым определяют группу возможных причин вибрации. Другие параметры используются при уточнении диагноза.

Разделим спектр вибрации на четыре зоны: оборотная вибрация, низкочастотная вибрация, двойная оборотная вибрация и высокочастотная вибрация.

Оборотная и двойная оборотная вибрация являются синхронными: точно определены их частоты (f_0 и $2f_0$) и могут быть определены фазы.

Низкочастотная вибрация (НЧВ) чаще имеет половинную оборотную частоту ($f_0/2$), иногда частоту $f_0/3$, и является при этом синхронной. Нередко наблюдаются несинхронные (некратные) частоты НЧВ, обычно имеющие частоту собственных колебаний ротора.

Высокочастотные составляющие обычно имеют богатый спектр.

Для крупных энергетических турбоагрегатов в первом приближении важно знать не дискретные составляющие высокочастотного спектра, а общий вклад высокочастотных составляющих в интенсивность вибрации. Для данного случая диагностическим параметром является среднеквадратическое значение вибрации для всех гармоник выше $2f_0$.

В качестве диагностических помимо параметров спектра используются другие параметры вибрационного процесса, соответствующие потребностям конкретных диагностических алгоритмов, которые получают путем специальной вычислительной обработки вибрационных сигналов (п. 2).

Дальнейшее описание диагностических алгоритмов в п.п. 5 – 6 привязано к определяющим частотным составляющим спектра вибрации при нарушении критериев нормального состояния машины. Специальные случаи диагностирования рассмотрены в п. 7. Диагностическое тестирование, рассматриваемое в п. 8, предполагает необходимое изменение режимов агрегата с участием эксперта и эксплуатационного персонала, в то же время при необходимости не исключается использование многих операций описанной технологии тестирования для их автоматической реализации в активных диагностических системах.

5. ВИБРАЦИЯ ОБОРОТНОЙ ЧАСТОТЫ

5.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Оборотная составляющая вибрации является диагностическим параметром для большинства опасных дефектов прежде всего на крупных быстроходных агрегатах с подшипниками скольжения, каковыми являются, например, энергетические турбоагрегаты.

Стационарная (неизменная во времени и независимая от режима) вибрация возникает после ремонта, монтажа, иногда и после очередного останова агрегата. Повышенная вибрация нередко наблюдается при пуске из монтажа головного образца агрегата вследствие временного несовершенства конструкции и технологии.

Причинами стационарной повышенной вибрации оборотной частоты являются: сосредоточенный либо распределенный дисбаланс, остаточный прогиб одного из роторов, дефекты сопряжения роторов в муфтах, пониженная жесткость опорной системы (резонансные явления, отрывы и зазоры по корпусам и плитам, повреждения фундамента), расцентровка по муфтам.

Квазистационарная вибрация – вибрация, которая меняется при изменении режима, но на установившемся режиме становится стационарной.

Причинами квазистационарной вибрации являются: тепловой дисбаланс разного происхождения, дефекты подвижных муфт, тепловая (режимная) расцентровка, электромагнитные возмущения.

Нестационарная вибрация характеризуется функцией ее изменения во времени: внезапное изменение, изменение при изменении режима нагрузки, медленный или быстрый монотонный рост (тренд), повышенные переменные по знаку изменения на неустановившихся режимах.

Причинами нестационарной вибрации являются: поломка деталей ротора, специфичный тепловой дисбаланс, задевания по ротору, развитие трещины в роторе, нарастание прогиба ротора вследствие ползучести, повышенные радиальные зазоры по насадным деталям, дефекты подвижных муфт, тепловая (режимная) расцентровка, деградация соединений опорной системы, деградация поверхностей скольжения подвижных корпусов. Локализация этих дефектов определяется теми же алгоритмами, что и для стационарной вибрации, а характер дефектов – характером изменений и сопутствующими признаками, которые определяются неотъемлемыми составляющими спектра вибрации.

Если машина состоит из нескольких роторов, имеющих разные скорости вращения (роторы соединены редукторами, цепными либо ременными передачами, гидромuftами), то соответственные дефекты каждого ротора определяются по гармонической составляющей, имеющей частоту вращения этого ротора.

Ниже рассматриваются правила идентификации перечисленных дефектов по вибрации оборотной частоты.

Далее с целью упрощения изложения вместо словосочетания "вибрация оборотной частоты" может использоваться слово "вибрация", а вместо "увеличение (уменьшение, высокая, низкая и т.п.) амплитуды вибрации" – "увеличение (уменьшение, высокая, низкая и т.п.) вибрации". Там же "изменение вибрации" имеет смысл разности комплексных значений оборотной вибрации при двух измерениях: после рассматриваемого события и до него (рис. 4.11).

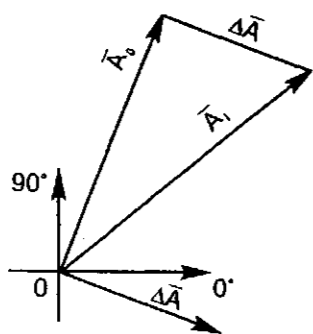


Рис. 4.11. Изменение вибрации в некоторой точке:
 A_0 – вибрация до рассматриваемого события; A_1 – вибрация после рассматриваемого события; ΔA – изменение вибрации

5.2. СТАЦИОНАРНАЯ И КВАЗИСТАЦИОНАРНАЯ ВИБРАЦИЯ

5.2.1. Стационарная вибрация

Рассмотрим диагностирование дефектов валопровода: дисбаланса, остаточного прогиба, дефектов сопряжения роторов (муфт).

В принципе, для некоторого типа машин экспериментальными и расчетно-экспериментальными методами могут быть определены комплексные значения (амплитуды и фазы) динамических коэффициентов влияния (ДКВ) всех рассматриваемых дефектов валопровода [38]. В этом случае характер и локализация возможных дефектов определяется специальным расчетом, который состоит в сопоставлении вибрации поочередно с ДКВ каждого дефекта по методу наименьших квадратов. При этом может оказаться, что несколько дефектов имеют сопоставимые количественные критерии (коэффициенты) соответствия рассматриваемой вибрации. Возможная определенность вносится путем введения в расчет значений вибрации на промежуточных скоростях вращения. Во всех случаях в диагнозе должны быть перечислены все дефекты, для которых расчетный количественный критерий соответствия составляет более половины от наибольшего.

В большинстве случаев значения ДКВ дефектов неизвестны. При этом можно воспользоваться приводимыми ниже априорными алгоритмами, которые имеют условную достоверность. Они предполагают обычное распределение масс роторов внутри пролета, соизмеримые податливости опор, отсутствие местных повреждений опорной системы, отсутствие местных резонансов опор, отсутствие высокой связности колебаний опор. Достоверность диагноза тем выше, чем лучше соблюдаются названные условия. При резонансных явлениях на опорах, а также для роторов с массивными консольными участками можно наблюдать парадоксальные соотношения дефектов и вибраций, например при кососимметричном дисбалансе (см. гл. 5) может наблюдаться синфазная вибрация, что в подавляющем большинстве случаев совершенно исключено.

Рассмотрим основные априорные алгоритмы.

Дефект обычно локализуется на роторе, вибрация опор которого наибольшая. Локализация дисбаланса (как локального, так и распределенного внутри пролета ротора) по вибрации на номинальной скорости вращения определяется следующими правилами.

Для жесткого ротора на относительно жестких опорах (первая группа) место преобладающего дисбаланса располагается ближе к опоре с более высокой вибрацией. Для остаточного прогиба характерно относительное повышение осевых компонентов вибрации, при этом фазы осевой вибра-

ции на опорах ротора по отношению к выбранному направлению отличаются примерно на 180° .

Для системы ротор – опоры, работающей относительно близко к первой критической скорости вращения (вторая группа) на опорах преобладает синфазная вибрация независимо от места дисбаланса. К машинам этой группы относятся, например, мощные тихоходные машины на относительно податливых опорах, в частности мощные синхронные компенсаторы. Наличие существенной противофазной вибрации свидетельствует о грубом дефекте, например о смещении одного из полюсов синхронного компенсатора в осевом направлении. Уточнение локализации дисбаланса может быть выполнено по измерениям вибрации на выбеге при достаточно низких скоростях вращения: правило при этом аналогично роторам первой группы.

Для системы ротор – опоры, работающей в интервале примерно 1,2 – 1,6 от первой критической (третья группа) место преобладающего дисбаланса располагается ближе к опоре с меньшей вибрацией.

Характерными машинами третьей группы являются быстроходные электродвигатели средней мощности.

Для системы ротор – опоры, работающей в интервале 2 – 4 от первой критической скорости вращения (четвертая группа) на опорах преобладает противофазная вибрация независимо от места дисбаланса. Характерными машинами этой группы являются мощные быстроходные машины, прежде всего крупные энергетические турбоагрегаты.

Существенная синфазная вибрация возникает при этом под действием дисбалансов и дефектов на консольных участках (муфтах), а также при наличии существенного распределенного дисбаланса по первой и (или) третьей формам неуравновешенности (см. гл. 5), например при прогибе ротора, а также вследствие попыток компенсировать прогиб установкой корректирующих масс в штатные торцевые плоскости коррекции. Уточнение локализации дисбаланса может быть выполнено по измерениям вибрации на выбеге. Дисбаланс преобладает с той стороны ротора, на которой при некоторой промежуточной скорости вращения амплитуда вибрации относительно низкая (иногда проходит через нуль), а при прохождении через этот минимум амплитуды фаза вибрации изменяется на угол, превосходящий 90° . Высокая вибрация на первой критической скорости соответствует неуравновешенности по первой форме, например остаточному прогибу ротора. Дефект и дисбаланс на муфте характеризуется относительно малой зависимостью вибрации от скорости вращения.

Дефекты муфт имеют следующие признаки: вибрация локализуется на соседних с муфтой подшипниках; меньше, чем при других дефектах, зависит от скорости вращения; противофазная вибрация на этих подшипниках является признаком коленчатости, а синфазная – признаком излома оси. При наличии аппаратуры колебаний валов для диагностирования можно использовать значения боя валов при их медленном вращении валоповоротным устройством. Остановимся на этом более подробно.

Как уже сказано выше, при дефектах муфт вибрация относительно мало зависит от скорости вращения. При этом в качестве эталона для сравнения может быть взята АФЧХ вибрации на выбеге от известного дисбаланса внутри пролета ротора в одной из штатных плоскостей коррекции, а в качестве количественных критериев – соответствующие отношения амплитуд вибрации на нескольких характерных частотах.

Как уже было отмечено, для коленчатости характерно преобладание противофазной вибрации на смежных с муфтой опорах. При этом разность фаз вибраций для одного направления измерения обычно превышает 100° . Сопутствующим признаком является повышение (изменение) вибрации двойной оборотной частоты, а иногда и некоторых более высоких кратных частот. Коленчатость на рабочей частоте вращения влияет на вибрацию примерно так же, как прогиб одного из соединяемых роторов либо такой дисбаланс двух роторов, при котором вибрации соседних с муфтой подшипников противофазны. Для дифференциальной диагностики можно использовать дополнительные признаки, отличающие названные дефекты от коленчатости: для дисбаланса характерно отсутствие боя вала и вибрации опор на низких скоростях вращения, а для прогиба относительно высока вибрация на первой критической скорости вращения.

При изломе оси разность фаз вибраций для одного направления измерения на смежных с муфтой опорах обычно не превышает 50° . Для жестких роторов на противоположных от муфты опорах вибрации также совпадают по фазе, но их фаза противоположна фазе вибрации на смежных с муфтой опорах. На роторах, работающих выше первой критической, излом оси очень мало влияет на вибрацию противоположных от муфты опор, но при относительно низких скоростях на выбеге для вибрации этих опор характерны такие же соотношения, как и названные выше для жестких роторов. Если соседние с муфтой подшипники располагаются в разных корпусах, то дополнительным признаком излома оси может быть противофазная осевая вибрация этих корпусов.

Из сказанного также ясно, что в процессе снижения скорости вращения при выбеге гибкий ротор последовательно попадает в зоны отношений скорости вращения к первой критической, характерные для разных рассмотренных групп. Это позволяет использовать АФЧХ вибрации на выбеге для уточнения диагноза, применяя приведенные выше алгоритмы для разных групп.

Рассмотрим диагностирование дефектов опорной системы: расцентровки, резонанса опоры, нарушения плотности сопряжений опорных элементов.

Приведенные выше условия нормального состояния агрегата при расцентровке в большинстве случаев не нарушаются, поскольку она сама по себе не создает дополнительных возмущающих сил. Это утверждение прежде всего относится к ненормальному повышению стационарной вибрации оборотной частоты. Однако при наличии умеренного дисбаланса и других дефектов валопровода расцентровка может вызвать повышение вибрации за счет изменения условий опирания ротора (см. гл. 3).

Априорные алгоритмы диагностирования расцентровки по параметрам стационарной оборотной вибрации ненадежны и недостаточны.

Вибрация обычно локализуется в районе двух подшипников, соседних с муфтой, на которой возникает радиальная расцентровка.

Признаки расцентровки выявляются в основном экспериментально для конкретного типа агрегатов. Если имеются подтвержденные экспериментами данные о влиянии расцентровки на соотношение вертикальной и поперечной составляющих вибрации, то последнее может учитываться при диагностировании расцентровки. Во многих случаях вибрация при расцентровке повышается на подшипнике более легкого из соединяемых роторов, если его ось смещена вверх, этот признак следует подтвердить экспериментально. Характер воздействия расцентровки на вибрацию может быть определен путем диагностического тестирования по изменениям коэффициентов влияния (ДКВ) пробных дисбалансов (см. гл. 5 и п. 8. этой главы). Обычно в точках, где наблюдается ненормальное увеличение вибрации при расцентровке, значения модулей ДКВ соответственно увеличиваются.

Наличие расцентровки может быть определено по невибрационным диагностическим параметрам (см. ниже). Однако установленный факт расцентровки в этом случае не может сам по себе являться доказательством того, что причиной вибрации является расцентровка, поэтому обна-

руженная расцентровка должна указываться как одна из возможных причин при повышенной вибрации наряду с дефектами валопровода.

Признаком расцентровки может служить температура баббита: для перегруженных подшипников температура выше. Этот признак неоднозначен: температура баббита зависит не только и даже не столько от расцентровки, сколько от других причин - он должен использоваться как дополнительный.

Несколько облегчается задача диагностирования расцентровки при возможности контроля величины всплытия вала на масляном клине подшипников скольжения (аппаратурой относительной вибрации валов). Обычно величина всплытия при расчетной нагрузке и заданной температуре масла известна либо может быть рассчитана. На разгруженных подшипниках величина всплытия больше и наоборот.

При отсутствии необходимых экспериментальных данных и соответствующей специальной аппаратуры диагностирование расцентровки по стационарной вибрации оборотной частоты не производится, а расцентровка включается в список возможных дефектов как фактор, который не удается исключить.

Признаками резонанса опоры являются:

– характерный рост вибрации опоры при повышении скорости вращения на скоростях вращения, близких к номинальной, сопровождающийся существенным ростом фазы вибрации;

– преобладание вибрации в одном направлении; это направление может не совпадать ни с одним из трех направлений измерения (вертикальное, горизонтально-поперечное и осевое): в этих направлениях измерения амплитуды вибрации могут быть и соизмеримы; признаком преобладания вибрации в одном направлении является примерное совпадение фаз вибрации либо их отличие на 180° в направлениях, где отмечается высокая вибрация.

Ненормальным является также смещение резонансного пика в область скоростей вращения ниже номинальной, если для агрегатов рассматриваемого типа резонанс, как правило, наблюдается на скоростях вращения, превышающих номинальную.

Если повышенная вибрация локализуется преимущественно на одном подшипнике, то ее причиной может быть снижение жесткости вследствие нарушения плотности опорных соединений: отрыва фундаментной плиты от фундамента, отрыва корпуса подшипника от фундаментной плиты, в частности, вследствие коробления опорных поверхностей, а также повреждения фундамента.

Этот же признак появляется также и при резонансе опоры (резонанс как раз и может явиться следствием этих нарушений) и при некоторых

дефектах валопровода (см. выше). Надежно дифференцировать дефекты этой группы позволяет снятие контурной характеристики (п. 8.1.2). Если машина оборудована датчиками относительной вибрации корпусов подшипников, то признаком отрыва корпуса подшипника от фундаментной плиты и (или) коробления опорных поверхностей является появление заметной относительной вибрации и увеличение зазора по опорным поверхностям.

Дополнительным признаком нарушения плотности опорных соединений может быть появление соответствующих высокочастотных гармонических составляющих вибрации (рассматриваются ниже).

Непосредственным признаком снижения динамической жесткости опор является существенное увеличение модулей (амплитуд) ДКВ пробных дисбалансов по сравнению со средними (эталонными) значениями, эти ДКВ определяют в процессе диагностического тестирования (см. гл. 5 и п. 8. этой главы).

5.2.2. Квазистационарная вибрация

Квазистационарная вибрация – стационарная часть вибрационного процесса, при котором вибрация зависит от режима машины. Непосредственно после изменения режима возникает переходный нестационарный процесс, его рассмотрение для случаев, представляющих интерес для диагностирования, приводится ниже (п. 5.3). Диагностирование с использованием параметров вибрации после завершения переходного процесса и их зависимости от параметров режима составляют содержание этого пункта.

Назовем наиболее вероятные причины квазистационарной вибрации:

- тепловой дисбаланс ротора разного происхождения;
- тепловая (режимная) расцентровка;
- режимное снижение опорной жесткости вследствие тепловых деформаций опорных поверхностей корпусов;
- некоторые дефекты муфт;
- магнитная асимметрия ротора синхронной электрической машины;
- ослабление посадки насадных деталей.

При переходе от одного режима к другому и при отсутствии других дефектов вибрация меняется монотонно, изменения вибрации обратимы (см., например, рис. 4.13 из п. 5.3).

Охарактеризуем основные признаки этих событий и алгоритмы диагностирования непосредственных причин вибрации.

Локализация теплового дисбаланса определяется так же, как и для механического дисбаланса при стационарном режиме.

Непосредственные неисправности, приводящие к тепловому дисбалансу, следующие (см. главу 3):

- витковые замыкания в роторах электрических машин;
- тепловая нестабильность материала ротора;
- асимметрия охлаждения ротора, например, вследствие загромождения охлаждающих каналов (для роторов электрических машин);
- отсутствие необходимых тепловых зазоров по насадным деталям (дискам турбины).

Основные признаки этих неисправностей выявляются в основном на установившемся режиме, дифференциальный диагноз устанавливается в процессе диагностического тестирования. Другие причины теплового дисбаланса, для которых важнее переходный процесс изменения вибрации, рассмотрены ниже в п. 5.3.

Тепловая расцентровка имеет такие характерные признаки: изменение температур баббита вкладышей и изменение положения оси вращения относительно оси расточки подшипника в соответствии с изменившимися нагрузками на опоры (контролируется аппаратурой измерения относительной вибрации вала). Эти признаки однозначно определяются при измерениях соответствующих невибрационных параметров в процессе прогрева и изменения режима машины.

Влияние расцентровки на вибрацию определяется теми же правилами, что и на стационарных режимах.

Тепловой дисбаланс и тепловая расцентровка обычно возникают одновременно. Надежно дифференцировать воздействие на вибрацию этих причин позволяют эксперименты с пробными дисбалансами (см. гл. 5 п. 6).

Без экспериментов с пробными дисбалансами дифференциальный диагноз можно установить по изменению фазы в процессе изменения вибрации: при расцентровке фаза меняется мало, а при тепловом дисбалансе – существенно. Исключение составляют случаи, когда тепловой дисбаланс по направлению примерно совпадает с исходным (это непосредственно установить невозможно!) и когда скорость вращения достаточно близка к резонансной (при этом может измениться фаза вибрации при расцентровке); в связи с этими исключениями рассматриваемый признак для установления диагноза является недостаточным.

Тепловое коробление опорной поверхности имеет такие же признаки, как и остаточное коробление при стационарном режиме, рост вибрации при этом происходит по мере прогрева машины.

Магнитная асимметрия ротора синхронной электрической машины приводит к одностороннему магнитному тяжению, сила которого пропорциональна величине намагничивания ротора. Дефект обнаруживается в основном по изменению вибрации при подаче тока возбуждения. Магнитная асимметрия является дополнительным признаком витковых замыканий, которые преимущественно проявляются в виде теплового дисбаланса. Для двухполюсных машин одностороннее магнитное тяжение относительно невелико. Гораздо сильнее оно на явнополюсных (многополюсных) машинах, для них при витковых замыканиях его влияние на вибрацию может превосходить влияние теплового дисбаланса.

Ослабленная посадка жесткой муфты и несоосность венцов подвижной муфты приводит к росту вибрации при взятии нагрузки и при малых нагрузках, при дальнейшем повышении нагрузки вибрация стационарна и от нагрузки не зависит. Характер вибрации такой же, как и при колечности жесткой муфты.

При ослабленной посадке рабочих колес турбины либо якоря электродвигателя на валу характер изменения вибрации такой же, как и при ослабленной посадке муфты (см. выше), однако изменения вибрации при этом соответствуют локализации дисбаланса на посаженной детали.

Если при ослабленной посадке детали внутри пролета ротора зазор по посадочному месту неравномерен по длине либо ось шпонки, на которой посажена деталь, не совпадает с осью шпоночного паза, то при взятии нагрузки возникает перекоп посаженной детали и соответствующая этому моментная неуравновешенность ротора, что приводит к росту противофазной вибрации на подшипниках ротора. Особенно сильно это проявляется на насадном якоре электродвигателя.

5.3. НЕСТАЦИОНАРНАЯ ВИБРАЦИЯ

5.3.1. Вибрация изменилась внезапно и необратимо

Внезапным изменением вибрации ("скачком" вибрации) является мгновенное (за доли секунды) необратимое изменение. По существующему стандарту (ГОСТ 25364-88) внезапным изменением считается изменение вибрации за время не более 5 с, если вибрация не возвращается к прежним значениям в течение 10 с. Имеется в виду существенное (на величину не менее 1 мм/с) изменение вибрации одновременно по крайней мере в двух точках контроля. Внезапное изменение вибрации может быть зафиксировано только специальными автоматическими средствами АСКВД либо специальным блоком "скачка", дополняющим аппаратуру

контроля вибрации. В принципе могут иметь место вибрационные явления, при которых процесс изменения вибрации развивается плавно, но настолько быстро, что по стандартным признакам они воспринимаются как внезапное изменение вибрации.

Здесь рассматривается "скачок" вибрации оборотной частоты.

Общий уровень вибрации может измениться внезапно и при появлении низкочастотной вибрации (НЧВ), что легко диагностируется при наличии средств определения НЧВ (см. ниже), при этом для исключения НЧВ чаще всего требуется изменение режима нагрузки машины.

"Скачок" вибрации характеризует одно из следующих событий:

- обрыв детали ротора (поломка турбинной лопатки);
- проскальзывание корпуса подшипника или другого элемента опорной системы после заедания по продольной шпонке либо по опорной поверхности (освобождение корпуса);
- проскальзывание по ротору детали, посаженной с натягом внутри пролета;
- проскальзывание по ротору насадной полумуфты.

Если первая причина связана с возникновением опасной неисправности, то другие непосредственной опасности не представляют. В связи с этим необходимо знать дополнительные признаки приведенных событий, чтобы не пропустить опасный дефект и не вызвать ложную тревогу.

Дополнительными признаками обрыва детали ротора являются:

- локализация дисбаланса в том месте, где возможен такой дефект, наличие прецедентов с аналогичными поломками;
- масштаб изменения вибрации: при поломке достаточно массивной детали изменения вибрации весьма велики и чаще всего приводят к срабатыванию вибрационной защиты;
- при поломке детали на роторе возможно повреждение других элементов машины, которое диагностируется специальными методами; например, при поломке лопатки последней ступени турбины чаще всего повреждаются трубки конденсатора, вследствие чего заметно (в несколько раз) возрастает жесткость конденсата;
- существенно меняется вибрация на первой критической скорости вращения, что обнаруживается при выбеге ротора в процессе останова агрегата для выяснения характера неисправности;
- обычно вибрация изменяется в сторону увеличения амплитуды.

Дополнительными признаками проскальзывания корпуса подшипника или другого элемента опорной системы после заедания (освобождение корпуса) являются:

- изменение амплитуды вибрации в сторону снижения;
- на первой критической скорости вращения вибрация не меняется;
- одновременно с изменением вибрации меняется осевое положение корпуса подшипника и (или) закрывается зазор между корпусом подшипника и фундаментной плитой; это может быть непосредственно зарегистрировано специальной аппаратурой.

Дополнительными признаками проскальзывания по ротору детали, посаженной с натягом внутри пролета, являются следующие обстоятельства:

- происходит на роторах, имеющих массивные насадные детали (диски);
- обычно происходит при прогреве и таком изменении режима, когда сильно повышается температура в среде, где располагаются насадные детали, либо при резком повышении частоты вращения, например, при специальных испытаниях машины;
- возникшие изменения вибрации соответствуют прогибу ротора в месте расположения насадной детали и несколько отличаются от влияния локального дисбаланса, вызываемого обрывом детали ротора, однако уловить это отличие трудно;
- обычно происходят на новых роторах, имеющих остаточные осевые технологические напряжения в месте посадки;
- существенно меняется вибрация на первой критической скорости вращения;
- масштаб изменений вибрации обычно меньше, чем при обрыве деталей ротора.

Проскальзывание по ротору насадной полумуфты по вибрационным признакам соответствует излому оси (см. п. 5.2). Следует учесть, что проскальзывание, естественно, невозможно для полумуфт, изготовленных заодно с валом.

Следует констатировать, что проскальзывание насадных деталей внутри пролета очень трудно отличить от поломки роторной детали, при автоматическом диагнозе во всех случаях, когда оба события не исключены, они должны быть указаны вместе. Дифференциальный диагноз при этом должен поставить эксперт.

Обратим внимание на то, что при некоторых дефектах, сопровождающихся быстрым лавинообразным нарастанием вибрации, автоматические средства контроля вибрации могут выдать сигнал о внезапном изме-

нении вибрации, хотя при этом достаточное изменение вибрации может происходить плавно в течение 2 – 5 с. Такое событие может произойти, например, при радиальных задеваниях по уплотнениям на рабочей скорости вращения, схожесть такого события с внезапным изменением вибрации дополняется тем, что задевания возникают не сразу при достижении номинальной скорости вращения, а лишь через некоторое время в процессе возникновения определенной режимной расцентровки по уплотнениям, также рост вибрации при задеваниях вначале происходит медленно и лишь спустя определенное время перерастает в лавинообразный процесс. При этом на выбеге ротора вибрация обычно быстро возвращается к прежнему значению, а при повторном достижении рабочей скорости возникает не сразу. Эти признаки могут быть обнаружены посредством диагностического тестирования, если не исключена возможность описанного события. Возможность возникновения этих событий должна учитываться при использовании в качестве диагностического признака внезапности изменения вибрации.

Также обратим внимание на возможность единовременного (в течение 1 – 5 с) разрыва нескольких стяжных болтов на жесткой муфте (см. ниже) как возможной причины внезапного изменения вибрации. Обычно это событие развивается во времени, однако упомянутая возможность по априорным оценкам не исключена.

5.3.2. На переходных режимах наблюдается повышенная изменчивость вибрации

В процессе прогрева и при резком изменении температурного режима машин, имеющих перемещающиеся корпуса подшипников (паровые и газовые турбины, мощные турбокомпрессоры), вибрация неизбежно меняется вследствие закономерного изменения осевых усилий трения по опорным поверхностям. При этом интенсивность вибрации меняется с переменным периодом примерно от нескольких минут до получаса вблизи некоторого среднего значения. Это не является неисправностью. Параметры такого процесса должны быть определены статистическими методами (например, в виде автокорреляционной функции) в зависимости от параметров нагружения и характерных температур машины. Если параметры изменчивости при некотором переходном процессе существенно превышают определенные ранее для аналогичного режима, то это свидетельствует о деградации (износе, нарушении чистоты) поверхностей скольжения и направляющих шпоночных соединений.

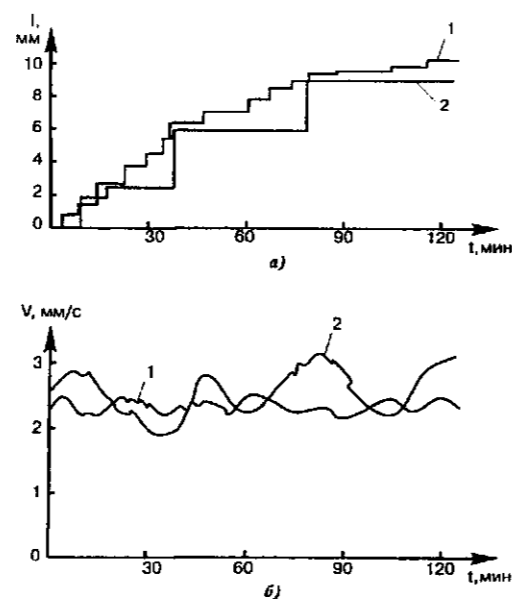


Рис. 4.12. Изменение перемещений корпуса подшипника и характера вибрации в процессе прогрева турбины при возникновении износа поверхностей скольжения: а – перемещение корпуса; б – интенсивность вибрации; 1 – исправное состояние; 2 – износ поверхности скольжения

На рис. 4.12 представлены примерные графики перемещений корпуса и изменения интенсивности вибрации подшипника при прогреве турбины для нормального и деградированного состояния упомянутых опорных элементов.

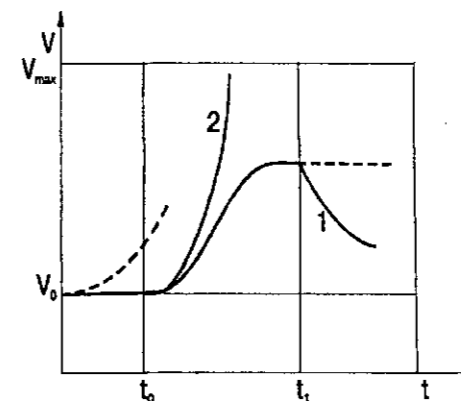
Не следует путать описанную изменчивость с монотонным изменением вибрации при прогреве: она имеет другие причины, рассматриваемые особо (режимные расцентровки, первоначальное искривление ротора при начале разворота, тепловой дисбаланс ротора и др.).

В некоторых случаях корпус подшипника застревает, его перемещения полностью прекращаются. В этом случае вибрация может монотонно увеличиваться до весьма больших значений. В практике автора был случай, когда при этом вибрация выросла от 20 до 80 мкм.

5.3.3. Вибрация изменяется монотонно и быстро

Имеется в виду плавное существенное изменение вибрации за время от нескольких секунд до одного часа. Обычно вибрация нарастает, возможный характер роста вибрации во времени для характерной точки контроля представлен на рис. 4.13.

Рис. 4.13. Примерный вид тренда вибрации при некоторых дефектах: 1 – малый масштаб дефекта; 2 – большой масштаб дефекта; t_0 – момент выхода на неблагоприятный режим нагрузки; t_1 – момент перехода на благоприятный режим нагрузки (скорость вращения вала неизменна); V_0 – исходный уровень вибрации; V_{max} – предельный уровень вибрации; — — типичный случай; --- — возможные случаи



Такие изменения оборотной вибрации связаны преимущественно с появлением теплового дисбаланса. Наличие теплового дисбаланса и его локализация определяется так же, как при стационарной вибрации (см. выше п. 5.2).

Для ряда причин процесс изменения вибрации является принципиально нестационарным, другие причины, по существу, приводят к квазистационарному процессу (п. 5.2), для последнего случая здесь рассматривается переходная часть квазистационарного процесса. Основные диагностические признаки для рассматриваемых причин вибрации определяются не столько значениями вибрации при установившемся режиме, сколько характером и масштабом изменений вибрации при переходном процессе. Рассматриваемые причины обычно приводят к повышенной вибрации уже на стадии переходного процесса, в частности, вследствие большого масштаба неполадки.

Причинами рассматриваемого характера изменений вибрации могут быть следующие дефекты:

- радиальные задевания ротора о статор;
- осевые задевания ротора о статор вблизи вала;
- заброс воды на горячий ротор;
- недостаточные осевые зазоры в насадных деталях;
- попадание масла в центральное отверстие горячего ротора;
- неплотность внутренней полости барабанного ротора;
- прогиб ротора на подшипнике скольжения из-за недостаточных зазоров и при сильной перегрузке;
- развитая трещина в роторе.

Дополнительные признаки задеваний ротора о статор:

- сопровождаются характерными гармоническими составляющими вибрации высоких и низких частот (см. ниже);
- на низкой скорости вращения задевания прослушиваются стетоскопом ("слухачом") либо с помощью акустической аппаратуры;

– осевые задевания возникают при определенном значении относительного расширения соответствующего ротора и начинают снижаться сразу после уменьшения его ниже этого значения;

– радиальные задевания, приводящие к тепловому прогибу вала, обычно возникают при скоростях вращения ниже первой критической; на высокой скорости вращения (для гибких роторов на номинальной) интенсивные задевания приводят к сильному росту противофазной вибрации на опорах ротора и нередко к необычному для других причин тепловому прогибу по второй форме.

Дополнительные признаки заброса воды на горячий ротор паровой турбины:

– быстрый темп роста вибрации, основные изменения вибрации обычно происходят за время от нескольких секунд до минуты;

– обычно одновременно возникает ненормально высокая разность температур верха и низа статора машины (цилиндра);

– иногда прослушиваются кавитационные удары в пароподводящих трубах.

Дополнительные признаки отсутствия достаточных осевых зазоров в насадных деталях:

– вибрация возникает на таких режимах, при которых температура насадных деталей существенно выше, чем температура вала: повышение температуры уплотняющего пара при наличии насадных втулок уплотнений, при быстром повышении температуры среды, в которой вращаются насадные диски (быстрое повышение нагрузки, ухудшение вакуума и др.);

– рост вибрации преимущественно начинается не сразу по достижении неблагоприятного режима, а через некоторое время (после того, как выбран существующий зазор);

– в некоторых случаях за счет проскальзывания насадной детали по ротору все наблюдаемые вибрационные явления исчезают.

Дополнительные признаки попадания масла в центральное отверстие горячего ротора:

– плавный и относительно медленный рост вибрации, с некоторого момента практически линейно от времени;

– наблюдается относительно редко, относится к экзотическим неисправностям, поэтому диагноз всегда имеет недостаточную достоверность, диагноз проверяется при вскрытии центрального отверстия.

Дополнительные признаки неплотности внутренней полости барабанного ротора:

– плавный и относительно медленный рост вибрации;

– уровень изменений зависит от разности давлений и температур между высокопотенциальной и низкопотенциальной полостями цилиндра машины;

– при небольших неплотностях вибрация имеет квазистационарный характер;

– обычно возникает в процессе работ по проникновению во внутреннюю полость через радиальные отверстия, например, с целью оснащения ротора датчиками для специальных испытаний и соответственно наблюдается при пуске машины после этих работ;

– относится к экзотическим неисправностям.

Дополнительные признаки прогиба шейки ротора на подшипнике скольжения:

– при недостаточных зазорах в подшипнике не зависит от нагрузки и появляется при некоторой скорости вращения;

– для перегрузки подшипника характерна связь начала процесса роста вибрации с возникновением достаточной расцентровки; важное отличие от других причин роста вибрации при расцентровке состоит в том, что вибрация достигает максимальных значений не в момент появления расцентровки, а с задержкой во времени;

– наблюдается крайне редко, относится к экзотическим неисправностям.

Дополнительные признаки развитой трещины в роторе:

– рост вибрации возникает при разгрузке и происходит достаточно быстро, интенсивность вибрации достигает больших значений вплоть до предельных со срабатыванием защиты по вибрации;

– при трещине, достигшей центрального отверстия, во внутренней полости конденсируется рабочее тело (наличие воды в центральном отверстии турбины), что дополнительно приводит к плавному росту вибрации, характерному для попадания масла в центральное отверстие (см. выше).

5.3.4. Монотонное медленное нарастание вибрации во времени

Непрерывное медленное нарастание вибрации во времени (тренд) обычно связано с естественным износом машины за счет деградации ротора и опорной системы: износ дорожек качения в подшипниках, износ зубьев в зубчатых передачах, релаксация необходимых натягов в опорных элементах и появление разболтанности и т.д. Рост вибрации соответствует известным зависимостям износа машины от времени. Примерный вид кривой тренда вибрации в процессе износа представлен на рис. 4.14.

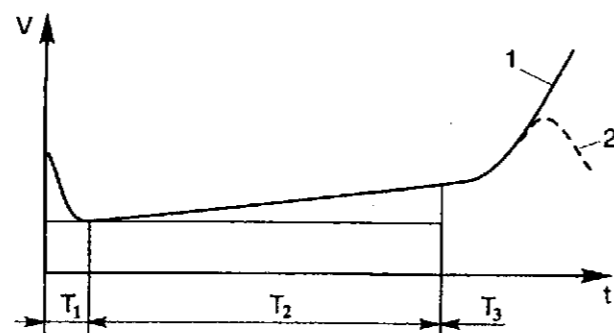


Рис. 4.14. Примерный вид тренда вибрации при износе: T_1 — период приработки; T_2 — накопление износа; T_3 — приближение разрушения; 1 и 2 — варианты тренда вибрации при разрушении

Перечисленные в п. 5.1. условия определения нормального состояния агрегата включают также условие достаточно медленного изменения вибрации во времени. Например, для энергетических турбоагрегатов существует норма (ГОСТ 25364): тренд не должен превышать 2 мм/с за 2-3 сут. и, независимо от темпов роста вибрации, общий рост ее интенсивности не должен превысить 3 мм/с. Таким образом, достаточно медленный тренд вибрации, характерный для первого периода эксплуатации машины и не приводящий к вибрационным признакам ненормального состояния машины, не квалифицируется как неполадка и не является предметом рассмотрения при вибродиагностике.

Наибольшую диагностическую ценность для определения неполадок, возникающих при износе, представляют необоротные гармоники вибрации (см. ниже). Однако многие возникающие в процессе износа неполадки приводят в основном к росту (изменению) оборотной вибрации, основные из них следующие: отложение солей и эрозия лопаток в паровой турбине, эрозия лопастей (лопаток) тягодутьевых машин и насосов под действием абразивных частиц, развивающаяся трещина в роторе, ослабление жесткости элементов фундамента, остаточный прогиб ротора вследствие ползучести. Эрозия лопаток и отложение солей обычно не вызывают тревоги, другие неполадки могут приводить к повышенному тренду вибрации либо к превышению предельного значения интенсивности вибрации.

Рассмотрим дополнительные признаки этих неполадок.

Дополнительные признаки остаточного прогиба ротора вследствие ползучести:

- возникает на тяжелых роторах, работающих в зоне температур выше 400 °С (например, РСД турбины 300 МВт) и выработавших большую часть ресурса по состоянию металла;
- проявляется в медленном росте вибрации и обычно обнаруживается по достижении предельных значений;
- одновременно существенно растет вибрация на первой критической скорости;
- проверяется индицированием ротора при ремонте машины.

Дополнительные признаки развивающейся трещины в роторе:

- нарастающий во времени темп роста вибрации, при развитой трещине превосходит допустимый;
- сопровождается ростом преимущественно второй, а также третьей гармониками в спектре вибрации;
- на оборотную составляющую влияет примерно так же, как излом оси в месте трещины;

– существенно растет (меняется) вибрация двойной оборотной частоты на резонансных скоростях вращения второго рода (половина критических скоростей для оборотной вибрации); при этом в рабочий диапазон скоростей вращения попадают некоторые резонансные скорости вращения второго рода, для которых соответственные критические скорости по оборотной вибрации находятся выше этого диапазона (для крупных роторов энергетических машин вторая и иногда третья);

– в процессе ремонта обнаруживается по характерному изменению формы боя вала при индицировании, а также методами дефектоскопии и специальными методами;

– характерное увеличение вибрации наблюдается при некоторых изменениях режима (см. 5.3.3).

Дополнительные признаки ослабления жесткости элементов фундамента:

- развивается во времени неравномерно;
- соотношения изменений параметров вибрации аналогичен характеру изменения вибрации при ослаблении жесткости опорных элементов в процессе прогрева машины (см. выше);
- может быть спровоцировано повышением вибрации по разным причинам, например вследствие заброса воды на горячий ротор.

5.3.5. Сложный вид изменения вибрации во времени

а) На некоторую исходную вибрацию накладывается вращающийся вектор оборотной вибрации, непрерывно увеличивающийся по амплитуде, период вращения вектора обычно от нескольких минут до трех часов, при этом вибрация периодически нарастает и убывает. Физически это явление связано с появлением нарастающего вращающегося дисбаланса. Причины следует искать в вибрационных процессах, связанных с тепловым дисбалансом, угловое положение которого определяет положение "бьющей точки" ротора (см. гл. 3). Все эти причины относятся к числу экзотических.

б) Вибрация нарастает мелкими "скачками", неравномерно распределенными по времени. Обычно период между скачками со временем сокращается, а интенсивность скачков увеличивается. Причина обычно состоит в разрыве нескольких стяжных призонных болтов на муфте. Разрыв первого болта практически незаметен, существенное нарастание вибрации отмечается при разрыве нескольких болтов.

Дополнительными признаками разрыва стяжных призонных болтов на жесткой муфте являются:

- соотношения величин изменений вибрации соответствуют излому оси в плоскости рассматриваемой муфты;
- имелись прецеденты разрыва болтов на однотипных машинах;
- известно, что по муфте имеется большая расцентровка по торцу;
- обычно вибрация изменяется в сторону увеличения амплитуды.

в) Вибрация модулируется по типу биений. Период модуляции от нескольких секунд до нескольких минут.

Причина биений состоит в наложении колебаний двух агрегатов или механизмов, расположенных достаточно близко и имеющих близкие частоты вращения.

Примеры:

- два механизма с асинхронным приводом;
- один из механизмов с синхронным приводом либо генератор (агрегат) сетевой частоты, другой - с асинхронным приводом;
- турбоагрегат на холостом ходу перед включением в сеть и соседний турбоагрегат под нагрузкой.

Дополнительный признак:

– фаза вибрации несколько меняется, вибрация является суммой двух комплексных величин, разность фаз которых равномерно меняется на 360° за период модуляции.

г) Модуляция (см. выше) происходит со сравнительно высокой частотой – порядка нескольких герц. В спектре вибрации обнаруживается две

боковые частоты, отличающиеся от оборотной на величину частоты модуляции, амплитуды двух боковых гармоник могут отличаться. Случай является экзотическим.

Причины следует искать в автоколебательных процессах с частотой модуляции. Например, автоколебания, возникающие при дросселировании воды через торцевой зазор между гидропятами и подпятником в водяных насосах.

6. ВИБРАЦИЯ С НЕОБОРОТНЫМИ ЧАСТОТАМИ

6.1. ВИБРАЦИЯ ДВОЙНОЙ ОБОРОТНОЙ ЧАСТОТЫ И С ЧАСТОТОЙ 100 Гц

6.1.1. Вибрация двойной оборотной частоты не зависит от тока возбуждения ротора синхронной машины и от факта включения в сеть асинхронного двигателя

Причины вибрации механического происхождения обычно сопровождаются существенным ростом вибрации на резонансных скоростях второго рода. Эти причины и их дополнительные признаки приводятся ниже.

а) Двоякая жесткость ротора.

Дополнительный признак – конструктивная осевая асимметрия ротора, характерная преимущественно для роторов двухполюсных синхронных электрических машин.

Дефектом не является. Маскирует другие причины вибрации.

б) Эллипсность шеек.

Наблюдается на осесимметричных роторах при отсутствии коленчатости муфт. Определяется непосредственными измерениями формы шеек микрометром или индикатором.

в) Коленчатость муфт.

Вибрация двойной оборотной частоты является дополнительным и обязательным признаком этого дефекта, для которого главный признак – характерное соотношение значений оборотной вибрации на смежных с муфтой подшипниках (см. п. 5.2), могут присутствовать гармонические составляющие вибрации более высоких частот. Наблюдается при расположении упомянутых подшипников в одном корпусе на относительно близком расстоянии. Аналогично влияет на вибрацию дисбаланс, создающий противофазную вибрацию смежных с муфтой опор, что усложняет дифференциальную диагностику.

г) Трещина в роторе.

Сопровождается характерными изменениями во времени (трендом) оборотной вибрации (см. п. 5.2) и нередко появлением третьей гармоники в спектре вибрации.

д) Резонанс опоры на двойной оборотной частоте.

АФЧХ вибрации на двойной частоте вблизи рабочей скорости вращения имеет характерный для резонанса вид (см. гл. 1).

6.1.2. Вибрация с полюсной частотой (100 Гц) зависит от тока возбуждения ротора синхронной электрической машины и от факта включения в сеть асинхронного двигателя.

Для синхронных машин с частотой вращения 50 Гц является двойной оборотной (см. выше). При небольшой интенсивности дефектом не является.

Причины вибрации: электромагнитные силы, недостаточная динамическая жесткость статора и (или) существенная радиальная расцентровка ротора в магнитном зазоре (преимущественно для многополюсных машин), резонансные явления на частоте 100 Гц.

Признаки: возникает при подаче тока возбуждения на ротор синхронного генератора, исчезает в момент отключения асинхронной машины либо при снятии тока возбуждения синхронной машины.

При частоте сети 60 Гц, которая используется в некоторых странах, полюсная частота составляет 120 Гц.

6.2. НИЗКОЧАСТОТНАЯ ВИБРАЦИЯ

6.2.1. Вибрация с половинной частотой

а) Возникает при нагрузке паровой турбины, близкой к номинальной. Начинается в виде всплеск с минимальной амплитудой, затем внезапно достигает максимума. При снижении паровой нагрузки до определенного уровня исчезает. Преобладает на одном из роторов (см. также гл. 3).

Причина:

Неустойчивость в паровом потоке, которой способствует несовершенство формы расточки вкладышей подшипников.

Дополнительный признак преобладания влияния на возникновение вибрации несовершенства формы расточки (необязательный): порог возникновения вибрации зависит от температуры смазочного масла.

б) Стабильна, от режима не зависит.

Причины:

Грубые нарушения формы расточки вкладыша подшипника скользяния (износ); субгармонические колебания, связанные с определенной неуравновешенностью (необязательно большой) и нелинейностью опоры, например, вследствие нарушений крепления фундаментной плиты.

в) Сопровождается существенными высокочастотными гармониками, имеющими частоты $(2k-1)f_0/2$, где $k=2,3,\dots$ (см. гл. 3, п. 8).

Причина: ослабления (разболтанность) опорных элементов.

6.2.2. Вибрация с частотой $f_0/3$

Наблюдается относительно редко.

Имеет природу субгармонических и параметрических колебаний.

Возникает вследствие трения при задеваниях ротора о статор, а также под действием дисбаланса при существенной нелинейности опорной системы.

Дополнительный признак для задеваний: богатый спектр высокочастотных вибраций.

6.2.3. Несинхронная вибрация с частотой, близкой к первой критической

Имеет ту же природу и вызывается теми же причинами, что и вибрация с половинной частотой, связанная с потерей устойчивости вращения (п. 6.2.1,а). Преимущественно возникает на гибких роторах, с первой собственной частотой колебаний, существенно отличающейся от половины частоты вращения. Например, для турбины К-800-240 на роторе высокого давления преимущественно возникает вибрация с половинной частотой, а на роторе генератора, приводимого этой турбиной, – с первой критической частотой (13 Гц).

6.2.4. "Сепараторная" частота вибрации, близкая к $0,4f_0$ на опорах с подшипниками качения

Причина: повреждение сепаратора.

6.3. ВЫСОКОЧАСТОТНАЯ ВИБРАЦИЯ

Высокочастотные вибрации, связанные с особенностями насосов, подшипников качения, зубчатых редукторов, особо рассматриваются ниже в п. 7.

Высокочастотные составляющие вибрации обычно сопровождают оборотную, двойную оборотную и низкочастотную вибрации при некоторых дефектах: коленчатости, ослаблении (разболтанности) опор, выкрашивании баббита, трещине в роторе, задеваниях и являются дополнительными признаками этих дефектов (см. выше).

Высокочастотные вибрации могут свидетельствовать о некоторых дефектах сборки роторов: нами наблюдалась интенсивная вибрация третьей

кратности от оборотной, связанная с недостаточными зазорами между рабочими колесами крупного быстроходного водяного насоса.

При чрезмерных возмущающих силах разной природы (дисбалансах и других), возникают ударные (и почти ударные) нагрузки на вкладыш подшипника, вызывающие сложногоармоническую вибрацию с богатым спектром высоких частот, кратных частоте возмущения.

Для ослабления (разболтанности) опор характерны существенные высокочастотные гармоники, имеющие частоты $(2k-1)f_0/2$, где $k=1,2,3,\dots$. При этом гармоника с частотой $f_0/2$ может быть малозаметной, а другие гармоники очень отличаются по величинам интенсивности, обычно преобладают одна-две гармоники. Одновременно в спектре присутствуют гармоники, кратные частоте вращения. Вибрационный сигнал обычно содержит и другие составляющие спектра, большую стохастическую (случайную) составляющую, не имеет определенного периода. Важный признак этого дефекта обнаруживается при рассмотрении спектра: на нем обычно выделяется полоса с периодом $2/f_0$.

Может иметь место высокочастотная вибрация, происходящая от внутренних динамических деформаций ротора (например, вибрация лопаток, крутильные колебания валов). Влияние этих деформаций на поперечную вибрацию опор изучено мало, оно, как правило, не приводит к превышению критериев исправности машины, имеет чисто диагностическую ценность и может быть использовано на основе специальных исследований.

7. СПЕЦИФИКА ВИБРОДИАГНОСТИКИ НЕКОТОРЫХ МЕХАНИЗМОВ И УЗЛОВ

Все описанные выше алгоритмы диагностики в п.п. 5 и 6 распространяемы на все машины. Ниже рассматриваются специфические особенности вибродиагностики некоторых механизмов и узлов, которые дополняют изложенное.

7.1. СПЕЦИФИКА ВИБРОДИАГНОСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Особенности вибрации водяных и других жидкостных насосов связаны преимущественно с такими факторами:

– влиянием расцентровок в уплотнениях на жесткость слоя жидкости в щелях уплотнений;

– поперечными возмущениями от кромочных следов лопастей рабочих колес и направляющего аппарата;

– кавитацией.

Укажем на диагностические признаки по составляющим спектра при разных дефектах.

Повышенная вибрация оборотной и двойной оборотной частот вызывается теми же причинами, что и для других машин, однако может многократно усиливаться при расцентровках по уплотнениям. Таким образом, расцентровка по уплотнениям должна быть добавлена в список возможных неисправностей при постановке диагноза.

Высокочастотная вибрация с частотами следования кромочных следов ("лопастная вибрация") $f_n = z_n f_0$ для рабочих колес и $f_n = z_n f_0$ для направляющего аппарата (z_n и z_n соответственно, число лопастей на колесе и направляющем аппарате) обычно присутствует в спектре вибрации насоса и сама по себе не является признаком неполадки. Преобладает частота f_n . Кроме этих частот в спектре вибрации насосов могут присутствовать вызванные этими же причинами гармоники, кратные f_n и f_n .

Повышенная "лопастная вибрация" является следствием резонанса конструкции на "лопастных" частотах либо неудовлетворительной организации потока жидкости, в частности неоптимального профиля лопастей и их кромок. На однотипных насосах резонанс может присутствовать либо отсутствовать за счет неконтролируемых отличий в их динамических свойствах при полном соблюдении технологии изготовления и ремонта. Этим объясняется большой разброс по уровню интенсивности вибрации на однотипных насосах, подверженных резонансным явлениям.

В процессе деградации проточной части возникают "сухие" задевания ротора о статор, при этом может возникнуть высокочастотная вибрация с собственной частотой колебаний корпуса насоса ("корпусная" вибрация) [42]. Например, для насосов ПН-1150-350 энергоблоков 300 МВт частота этой вибрации составляет 145-151 Гц.

Кавитационные явления существенно влияют на вибрацию в насосах с относительно низким давлением на всасе. Вибрация и шум, вызываемые кавитацией, занимают широкий спектр частот. На ранней стадии кавитация проявляется в высокочастотной части спектра, газовая кавитация занимает диапазон частот 1-10 кГц, следующая за ней паровая кавитация проявляется в диапазоне частот 5-30 кГц и выше (практически во всем диапазоне, доступном для измерений). С увеличением интенсивности кавитации спектр расширяется в область средних и низких частот и занимает весь звуковой диапазон. Когда кавитация переходит в срывную стадию, возникают интенсивные низкочастотные вибрации с ударными воздействиями на насос, они могут приводить к поломкам. Интенсивность

кавитационного шума сильно зависит от окружной скорости колес: растет в высокой степени (порядка 10) от роста окружной скорости.

Кавитационные явления составляют проблему только для определенных типов насосов, работающих в неблагоприятных условиях. Если для рассматриваемого насоса выявлены опасные режимы с кавитацией, для ее диагностирования может понадобиться специальная высокочастотная виброакустическая аппаратура. Однако опасные кавитационные режимы распространяются на частотный диапазон обычной виброаппаратуры.

Чаще, чем на других машинах, на насосах наблюдаются автоколебания с несинхронными частотами, равными собственным частотам колебаний системы ротор-корпус-фундамент.

7.2. ВИБРОДИАГНОСТИКА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Для машин с подшипниками качения на опорах наблюдаются характерные "подшипниковые" частоты (см. гл. 3). Их временной тренд является признаком деградации соответствующих поверхностей качения.

Для подшипников чаще всего нет необходимости устанавливать конкретный дефект: важен диагноз о возможности дальнейшей эксплуатации подшипников. Одним из диагностических параметров, по которым можно определить состояние подшипника, является пик-фактор (см. п. 2.3). Изменение этого параметра во времени (тренд) примерно соответствует кривой износа, представленной на рис. 4.14 (кривая 2). Надо отметить, что пик-фактор является недостаточно надежным параметром и требует анализа достаточно большого количества контрольных измерений на каждом агрегате.

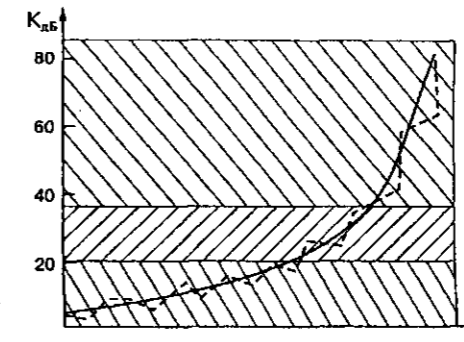
Более эффективной для диагностирования состояния подшипников является методика SPM, использующая относительную величину ударных импульсов G_u (п. 2.3). Величина G_u зависит не только от степени развития дефекта, но и от скорости движения тел качения, поэтому критерий качества подшипника формулируется так:

$$K_{db} = G_u - f(nd), \quad (4.6)$$

где $f(nd)$ – функция произведения скорости вращения (об/мин) на диаметр, обеспечивающая инвариантность параметра K_{db} к скорости движения тел качения.

Данный параметр используется в специальных приборах – индикаторах состояния подшипников качения – либо в универсальных виброметрах, одной из функций которых является определение состояния

Рис. 4.15. Изменение параметра качества подшипника качения во времени



подшипников. Эти приборы измеряют (обычно в логарифмическом виде) интенсивность ударных импульсов. Шкала прибора имеет три сектора – зеленый, желтый и красный, соответствующие трем состояниям подшипника: "нормальное состояние" (до 20 дБ), "допустима временная эксплуатация при определенном регламенте вибрационного контроля" (до 35–40 дБ) и "требуется замена подшипника". На рис. 4.15 показано изменение параметра K_{db} во времени в процессе износа подшипника.

Известно, что параметр K_{db} достаточно универсален: его предельные значения практически совпадают для всех типов машин со средненагруженными подшипниками качения.

7.3. ВИБРОДИАГНОСТИКА ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

На зубчатых редукторах специфичной в спектре вибрации является "зубцовая частота", модулируемая частотами вращения колеса и шестерни. Подробно происхождение этих гармонических составляющих и связанные с ними дефекты рассмотрены в предыдущей главе.

На новых редукторах могут обнаруживаться характерные частоты, связанные с технологическими погрешностями нарезания зубьев: циклическая ошибка и циклическая погрешность в окружном шаге.

Уровень вибрации нового редуктора при отсутствии ненормальной вибрации примем за эталон и дальнейший рост вибрации будем связывать с износом и деградацией зубьев.

Признаком износа является повышение до ненормальной величины либо быстрый тренд гармоник вибрации с "зубцовой частотой".

Боковые частоты в спектре помогут определить наиболее изношенную деталь: если интенсивность гармоник боковых частот, отличающихся от зубцовой на величину частоты вращения шестерни, больше, чем гармоник других боковых частот, отличающихся от зубцовой на величину час-

Асимметрия питающего напряжения вызывает рост гармоники с частотой f_m и появление модуляции высокочастотных гармоник с частотой f_m . Поскольку эти гармоники характерны и для нормального состояния машины, признаком служит существенный рост гармоники f_m и боковых гармоник вида $f \pm f_m$ по сравнению с эталонным спектром, где f - частота некоторых высокочастотных гармоник.

8. ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИИ

Диагностическое тестирование – термин технической диагностики, обозначающий процедуру, которую применительно к вибродиагностике чаще называют исследованием вибрации, хотя, строго говоря, исследование вибрации является более широким понятием, поскольку кроме диагностических может иметь и другие цели, например определение динамических параметров машины для использования при совершенствовании конструкции. Исследование вибрации включает разнообразные измерения вибрации при специальным образом организованном изменении параметров режима, анализ необходимой технической документации, а также измерения при разных режимах некоторых невибрационных параметров агрегата, имеющих отношение к его вибрационному состоянию. Исследование вибрации предполагает также обследование агрегата после его частичной или полной разборки и выходит, таким образом, за рамки методологии безразборной диагностики. Большинство экспериментов по исследованию вибрации имеют смысл диагностического тестирования, которое ставит целью определить основные параметры и эталоны диагностической модели агрегата, в конечном счете внести доступные уточнения в диагноз, установленный пассивной системой вибродиагностики. Рассматриваемая здесь технология исследования вибрации ставит своей целью также и прежде всего диагностирование в условиях отсутствия автоматизированных систем вибромониторинга и вибродиагностики.

8.1. ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Наиболее подходящей моделью для рассмотрения вопросов исследования вибрации является энергетический турбоагрегат: на нем в отличие от многих других машин имеется возможность в широких пределах изменять разнообразные параметры режима, он содержит подвижные корпуса, элементы, подверженные действию рабочей среды (пара или газа) с разными температурами и давлениями, турбогенератор, на котором проявляются разнообразные явления, связанные с действием электрического

тока, конструктивные элементы в виде насадных деталей, муфт разнообразной конструкции, валов с центральным отверстием и другие.

Технологические операции по исследованию вибрации турбоагрегатов могут быть распространены и на другие машины в той мере, в какой на них достижимы условия проведения описываемых экспериментов. Специфические особенности исследования вибрации некоторых других машин рассматриваются в п. 8.2.

8.1.1. Организация работ по исследованию вибрации

Исследование вибрации турбоагрегата разделяется на несколько этапов: предварительное обследование, исследование причин вибрации на работающем агрегате, обследование остановленного агрегата, обработка результатов исследования. По результатам обработки материалов исследования составляется заключение о причинах вибрации и мерах по ее снижению, а также уточняются параметры и эталоны диагностической модели для АСКВД.

При предварительном обследовании ставится задача определить обстоятельства появления повышенной вибрации, ее уровень, локализацию максимальных амплитуд, частотный спектр вибрации, общий характер вибрационных явлений. Если при этом становятся ясными причины вибрации, то после предварительного обследования составляется заключение и определяется объем работ по устранению повышенной вибрации. Предварительное обследование не производится, если машина оснащена автоматизированной системой вибромониторинга либо АСКВД, необходимые параметры вибрационных процессов определяются при этом на основе содержимого базы данных автоматизированной системы и рассмотрения соответствующей документации (см. ниже).

Предварительное обследование включает в себя опрос эксплуатационного персонала, ознакомление с документацией, подготовку виброаппаратуры, проведение измерений вибрации.

Опрос персонала должен выявить следующее:

- когда и при каких обстоятельствах обнаружена повышенная вибрация (после монтажа агрегата, после капитального или текущего ремонта, в процессе эксплуатации, вибрация возникла скачком или постепенно и т. п.);
- какие приняты меры по обеспечению безопасности агрегата (агрегат остановлен, оставлен в эксплуатации, ограничен по нагрузке и т. д.);
- какие имеются наблюдения за характером вибрации (вибрация зависит от нагрузки, не зависит от нагрузки, внезапно возникает и исчезает, вспыхивает при определенных условиях, преобладает в определенных точках и т. д.);

– какие работы по ремонту агрегата предшествовали появлению вибрации.

Должны быть рассмотрены следующие документы: монтажные и ремонтные формуляры, отчетные документы по предыдущему ремонту, технические акты, имеющие отношение к вибрации, виброграммы с записывающего прибора, имеющиеся записи вибрации. При необходимости рассматриваются также чертежи агрегата. При ознакомлении с документацией необходимо определить соответствие зазоров и натягов в подшипниках, а также центровок по полумуфтам рекомендуемым значениям, выяснить изменения амплитуд вибрации во времени и в зависимости от режима работы агрегата. Предварительные замеры вибрации производятся при некоторой нагрузке агрегата без вмешательства в режим его эксплуатации и в основном ограничиваются измерением трех компонентов вибрации опор. Если повышенная вибрация возникает при определенном режиме, то для предварительных измерений выбираются два режима: с нормальной и повышенной вибрацией.

В тех случаях, когда вибрация локализуется на одном подшипнике, или части фундамента, или консольной части ротора генератора, целесообразно произвести соответственно снятие контурной характеристики вибрации (см. ниже) или измерения вибрации поверхности контактных колец. При предварительных замерах в каждой точке фиксируются размах полигармонической вибрации, амплитуда и фаза оборотной составляющей вибрации, частота и размах преобладающей гармоники вибрации (если она не оборотная).

Предварительный этап исследований позволяет выяснить наиболее вероятные причины вибрации и построить последующие эксперименты таким образом, чтобы выделить из группы вероятных действительную причину.

По результатам предварительного обследования агрегата составляется программа исследований на работающем агрегате. Ряд режимов агрегата, необходимых для исследования, может выходить за пределы, определенные правилами нормальной эксплуатации; во всех случаях эксперименты по исследованию вибрации связаны с вмешательством в режим работы предприятия, а иногда и целого производственного комплекса, например энергосистемы, поэтому программа исследований должна быть согласована с эксплуатационным персоналом и утверждена главным инженером предприятия.

Исследование включает опытное определение влияния на вибрацию различных факторов: теплового состояния, крутящего момента, нагрузки, магнитного поля, условий охлаждения, эксплуатационных расцентровок и

т.д. Исследование предполагает также снятие частотных и режимных характеристик вибрации.

Нет необходимости при каждом исследовании вибрации проводить все типовые эксперименты. Так, если на турбоагрегате повышенная вибрация локализуется на подшипниках турбины, нет надобности проводить эксперименты с магнитным полем и охлаждением ротора генератора.

Помимо типовых экспериментов могут производиться специальные опыты. Они планируются индивидуально в зависимости от предполагаемых причин вибрации, конструктивных особенностей агрегата, схемы его коммутации с сетями, коллекторами, трубопроводами. Например, при проверке предположения об отсутствии зазора по торцу кольца концевой уплотнения турбины как о причине теплового дисбаланса ротора имеет смысл провести опыт с изменением температуры пара, подаваемого в это уплотнение (если позволяют конструкция, измерительная аппаратура и тепловая схема агрегата).

Изменения режимов работы агрегата при исследовании вибрации производятся в такой последовательности, чтобы по возможности обеспечить проведение всего комплекса намеченных экспериментов за один цикл разгрузки – нагружения агрегата.

Следующим этапом исследования вибрации является обследование остановленного агрегата. При минимальной разборке это обследование обычно ограничивается ревизией опорных подшипников, проверкой центровок по муфтам и состояния муфт, осмотром мест задеваний в доступной части роторов. При ремонте агрегата могут быть проведены также работы по частичной разборке роторов, их всесторонней проверке, включающей проверку на балансировочной станке, по ревизии шпоночных соединений и других монтажных сопряжений подшипников и корпусов.

Обследование остановленного агрегата позволяет также сопоставить его результаты с характером наблюдавшейся вибрации и подтвердить известные вибрационные диагностические признаки найденных дефектов либо обнаружить новые.

В этой книге описана технология специальных работ по обследованию остановленного агрегата, при выполнении упоминаемых в тексте типовых работ следует дополнительно руководствоваться литературой по ремонту машин [1, 7, 44, 45].

По результатам исследований вибрации составляется заключение о причинах повышенной вибрации и методах ее устранения, вносятся уточнения в экспертный модуль и информационную базу АСКВД.

Следует учесть, что вибрационное исследование не всегда приводит к однозначному определению причины вибрации, поэтому в заключении по этому исследованию должны быть указаны все возможные причины виб-

рации, а намечаемый объем ремонтных работ должен предусматривать устранение всех этих причин.

Иногда трудно предвидеть, окажутся ли достаточными намеченные работы по устранению выявленной причины вибрации. Это относится, например, к низкочастотной вибрации, к работам по ужесточению опор и т. п. В таких случаях в заключении должна быть оговорена возможность дополнительных мероприятий по устранению вибрации после выполнения и проверки результатов проведенных работ.

8.1.2. Исследование вибрации на работающем агрегате

Исследование вибрации на работающем агрегате состоит из опытов, при которых создаются специальные условия работы агрегата, позволяющие выявить влияние различных факторов на вибрацию.

Описываемая технология виброисследований ориентирована на применение преимущественно переносной одно-двухканальной виброаппаратуры. При наличии автоматизированной системы вибромониторинга (АСКВД) либо других специальных средств (многоканальных "сборщиков") многие эксперименты упрощаются и объем собираемой информации существенно возрастает, что обеспечивает более глубокое изучение исследуемого объекта.

Рассмотрим типовые эксперименты по исследованию вибрации.

а) Снятие контурной характеристики.

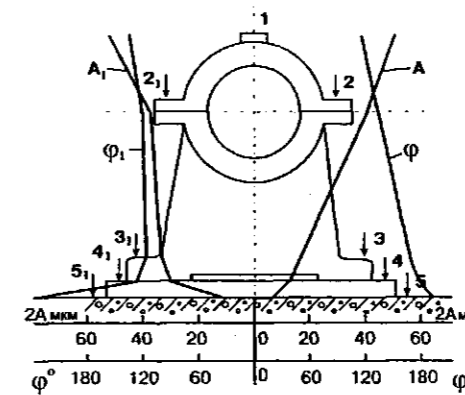
Контурная характеристика представляет собой зависимость вибрации от расположения точек измерения на поверхности опоры (корпуса, фундамента и т. п.).

Контурная характеристика позволяет выявить такие нарушения в элементах опорной системы, как отрыв фундаментной плиты, ослабление крепления анкерных болтов, появление трещин в фундаменте, появление зазоров по опорной поверхности корпусов подшипников и т. п. Контурная характеристика позволяет определить пространственную форму колебания опорной системы агрегата, что может быть использовано, например, при разработке мероприятий по устранению резонансных явлений.

Контурная характеристика снимается при одном либо нескольких установленных режимах агрегата, обычно под нагрузкой. Предварительно составляется схема расположения точек измерения. В каждой точке производятся измерения амплитуды и фазы ориентированных в пространстве компонентов вибрации.

На рис. 4.16 представлены простейшая схема расположения точек измерения и контурная характеристика вибрации опоры.

Рис. 4.16. Контурная характеристика вибрации опоры



б) Снятие частотной характеристики вибрации.

Снятие частотной характеристики вибрации – определение зависимости вибрации от частоты вращения.

Частотная характеристика позволяет определить критические частоты валопровода, выявить резонансные явления вблизи рабочей частоты вращения, определить характер неуравновешенности валопровода.

Под частотной характеристикой вибрации здесь и ниже подразумевается совокупность амплитудно-фазочастотных характеристик (АФЧХ) для нескольких первых гармоник вибрации, кратных оборотной, обычно первой и второй.

Автоматизированные системы, а также современные многоканальные приборы (см. гл. 7) осуществляют автоматическую запись параметров спектра вибрации при развороте и выбеге валопровода, в связи с чем все приводимые ниже описания техники измерений имеют отношение к использованию переносной аппаратуры с ограниченным количеством каналов измерения.

Частотная характеристика снимается для тех точек, которые представляют интерес для определения причин вибрации. В большинстве случаев бывает достаточно снять частотную характеристику вертикальной или поперечной вибрации на опорах одного или двух роторов, которые, по предварительным данным, являются источником повышенной вибрации.

Измерения вибрации производятся через 30–100 об/мин до 1,1 номинальной частоты вращения. При этом должны быть зафиксированы максимальные амплитуды, фазы и частоты вибрации при резонансах.

Частотные характеристики вибрации снимаются при развороте ротора или при выбеге. Датчики прибора лучше всего жестко укрепить на опорах. Пользоваться переносными вибродатчиками нежелательно, так как при этом увеличивается время, затрачиваемое на измерения, в течение которого меняется частота вращения вала и соответственно снижаются точность и достоверность результатов замеров.

При обработке протоколов измерений вибрации фазы пересчитываются с учетом систематических поправок, после чего частотные характеристики изображаются графически в виде зависимости амплитуд и фаз вибрации от частоты вращения (см. гл. 1).

Для определения теплового прогиба ротора частотные характеристики снимаются на выбеге после быстрого разгрузки и отключения турбоагрегата. Частичная температурная стабилизация ротора при разгрузке агрегата предотвращает появление чрезмерных вибраций на резонансе.

Задевания в уплотнениях полностью меняют вид частотной характеристики и при измерениях вибрации должны быть исключены.

Также искажает вид частотной характеристики тепловой прогиб, возникающий на неподвижном роторе, поэтому перед толчком для снятия частотной характеристики ротор должен достаточное время вращаться валоповоротным устройством.

В то же время задевания в уплотнениях или грубые повреждения поверхности шеек можно диагностировать по виду кривой выбега, которая представляет собой график зависимости скорости вращения от времени при полностью закрытых регулирующих клапанах турбины.

За счет сухого трения при упомянутых дефектах время выбега сокращается, что особенно заметно в области низких скоростей вращения (рис. 4.17). При неплотностях клапанов время выбега удлиняется, при больших неплотностях агрегат невозможно остановить без перекрытия пароподводящей арматуры. Таким образом, невибрационные параметры выбега позволяют диагностировать некоторые неполадки.

в) Влияние крутящего момента на вибрацию.

Влияние крутящего момента на вибрацию обнаруживается в основном при дефектах подвижных муфт и при ослаблении жесткости опор под действием реактивного момента статора.

Чтобы определить влияние крутящего момента, производят быстрое ступенчатое разгрузку агрегата сначала до половины первоначальной нагрузки, а затем — до холостого хода.

Измерения вибрации на всех опорах производят перед разгрузкой, сразу после первого разгрузки, непосредственно перед вторым разгрузкой (если оно производится с задержкой по времени), затем на холостом ходу при включенном в сеть генераторе и после его отключения.

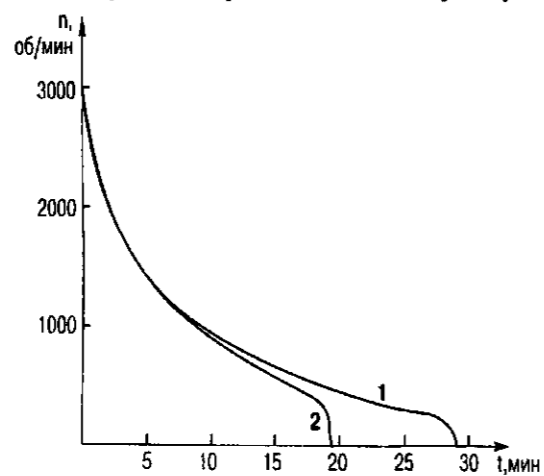


Рис. 4.17. Вид кривой выбега ротора:
1 — нормальное состояние, 2 — наличие сухого трения

Наблюдения за вибрацией в некоторой точке осуществляются непрерывно на протяжении всего эксперимента, что позволяет обнаружить скачок вибрации при некоторой нагрузке или другие особенности зависимости вибрации от нагрузки в промежутках между замерами на всех опорах.

Одновременно с изменением крутящего момента при разгрузке агрегата может измениться неуравновешенное паровое усилие регулирующей ступени. Для исключения влияния этого на результаты эксперимента разгрузку турбоагрегата желательно производить при полностью открытых регулирующих клапанах путем закрытия главной паровой задвижки.

г) Определение влияния магнитного поля на вибрацию.

Определение влияния магнитного поля на вибрацию производится для обнаружения витковых замыканий, а также электромагнитных причин вибрации двойной оборотной частоты.

Эксперимент состоит в быстром подъеме и снятии возбуждения на роторе генератора на холостом ходу. При витковых замыканиях влияние магнитного поля для быстроходных двухполюсных машин на вибрацию невелико, поэтому во избежание существенных погрешностей эксперимента измерения следует производить одновременно с изменением магнитного поля. Запись вибрации производят в одной-двух точках на опорах генератора с возбуждением и без него. При подъеме возбуждения на роторе генератора возникает некоторый крутящий момент и может несколько снизиться частота вращения, что влияет на точность эксперимента, поэтому необходимо следить за постоянством частоты вращения.

Проводить опыт под нагрузкой путем изменения тока ротора нет смысла, поскольку при этом за счет реакции статора магнитное поле в генераторе меняется значительно меньше, чем на холостом ходу.

д) Определение теплового дисбаланса ротора турбогенератора.

Влияние температурного состояния ротора генератора на вибрацию возникает из-за теплового дисбаланса. Опыт состоит в определении зависимости вибрации от тока ротора генератора на установившихся режимах при фиксированной активной (около 0,7 номинальной) и меняющейся реактивной нагрузках. При каждой нагрузке производится выдержка в течение 2–3 ч для стабилизации теплового режима.

Рост вибрации при проведении эксперимента должен быть ограничен некоторым пределом (например, $V_{свз}=10$ мм/с), при достижении которого эксперимент прекращают и снижают реактивную нагрузку.

Измерение вибрации при каждом режиме совмещают с замерами температуры обмотки ротора.

е) Исследование нестационарных тепловых процессов на роторе турбогенератора.

Исследование нестационарных тепловых процессов на роторе генератора позволяет выявить асимметрию охлаждения ротора.

Опыт производят на холостом ходу или при минимальной нагрузке, не оказывающей влияния на вибрацию. При закрытых задвижках охлаждающей воды на газоохладители ротор нагревают минимальным током возбуждения до температуры меди примерно 100 °С. После этого ротор стабилизируют без возбуждения в течение 1–2 ч. В процессе стабилизации температуры во всех сечениях ротора выравниваются и становятся близкими к температуре охлаждающего газа (70–80 °С). Нагрев и стабилизация ротора могут производиться на пониженной частоте вращения. Если ротор вращается в среде воздуха, азота или углекислоты, то нагрев его происходит без тока возбуждения за счет вентиляционных потерь.

После стабилизации производят замеры вибрации при номинальной частоте вращения, а затем полностью открывают задвижки охлаждающей воды на газоохладители, при этом возникает нестационарный тепловой процесс с повышенной интенсивностью теплообмена. При асимметрии охлаждения ротор получает тепловой прогиб, который потом по мере уменьшения температурного перепада и стабилизации теплового процесса выравнивается.

Характерное изменение вибрации на опорах ротора генератора при проведении эксперимента представлено на рис. 4.18.

По условиям эксплуатации отключение агрегата от сети на длительное время для проведения эксперимента может оказаться невозможным. В этом случае опыт можно производить и при небольшой нагрузке, при этом следует учесть влияние исходной нагрузки на вибрацию.

Описанный опыт помимо асимметрии охлаждения позволяет выявить причины, вызывающие тепловой прогиб равномерно нагретого ротора. В этом случае используется первая часть эксперимента: нагрев ротора.

ж) Влияние теплового состояния турбины на вибрацию.

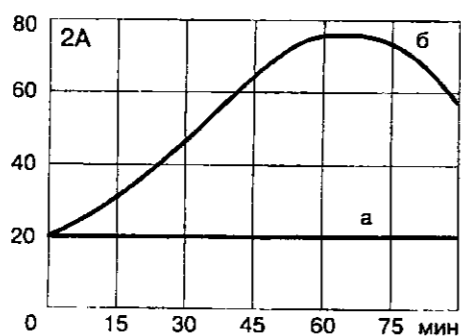


Рис. 4.18. Изменение вибрации при нестационарном тепловом процессе в генераторе:
а – ротор с симметричным охлаждением; б – ротор с асимметричным охлаждением

Влияние теплового состояния турбины на вибрацию определяют при пуске агрегата из холодного состояния и при разгрузке.

На холостом ходу быстро прогревается выхлопная часть турбины. Влияние нагрева выхлопной части обнаруживается по изменению вибрации после взятия небольшой нагрузки, когда температура выхлопной части быстро снижается. Часть высокого давления нагревается при всех нагрузках, близких к номинальным. Тепловой режим фундамента турбины стабилизируется в течение 10–12 сут.

Замеры вибрации опор производятся при всех изменениях нагрузки, а также при постоянной нагрузке через определенные промежутки времени (через 1 или 2 ч). Одновременно контролируются тепловые расширения цилиндров, зазоры в монтажных сопряжениях, относительные расширения роторов, температурный режим турбины, прежде всего температуры в контролируемых точках цилиндров. По возможности контролируются тепловые расцентровки в вертикальной плоскости (см. ниже).

Тепловые деформации ротора турбины и связанный с ними тепловой дисбаланс могут быть отделены от других причин теплового влияния на вибрацию путем снятия частотной характеристики горячего ротора на выбеге: при наличии теплового дисбаланса существенно увеличивается вибрация на первой критической скорости.

з) Влияние неуравновешенного парового усилия на вибрацию.

Влияние неуравновешенного парового усилия на вибрацию определяют полным открытием регулирующих клапанов при постоянном расходе пара. Опыт производится на некотором режиме с повышенной вибрацией. Постепенно прикрывая главную паровую задвижку, открывают регулирующие клапаны таким образом, чтобы не менялся расход пара или нагрузка агрегата. При полностью открытых клапанах неуравновешенное паровое усилие практически отсутствует.

Опыт проводят при повышенной вибрации на опорах РВД, прежде всего при низкочастотной вибрации. Во время опыта осуществляется непрерывный контроль вибрации в характерных точках.

и) Влияние температуры масла (подаваемого на смазку подшипников) на вибрацию определяется путем изменения этой температуры обычно в пределах 35–50 °С при прочих неизменных параметрах. Изменение температуры достигается регулированием расхода охлаждающей воды через маслоохладители. При проведении опыта необходимо следить за максимальными температурами баббитовой заливки вкладышей и масла на сливе из подшипников.

к) Определение пороговой мощности.

При низкочастотной паровой вибрации ЦВД для определения возможных режимов эксплуатации определяют пороговую мощность турби-

ны. При этом должны быть зафиксированы нагрузки, при которых возникает и исчезает интенсивная низкочастотная вибрация (рис. 3.15).

Иногда требуется определить зависимость пороговой мощности от температуры масла, последовательности открытия клапанов, тепловых деформаций фундамента и т. п. В этих случаях изменение нагрузки производится многократно при разных исходных условиях.

л) Эксперименты с пробными дисбалансами.

Для определения причин и источников вибрации могут эффективно использоваться пуски с пробными дисбалансами. Эти пуски позволяют определить динамические коэффициенты влияния (ДКВ) доступных плоскостей коррекции на вибрацию, их средние значения для рассматриваемого типа. Подробно этот вопрос рассматривается в главе 5 (п. 6).

8.1.3. Методика определения эксплуатационных расцентровок и тепловых перемещений

Эксплуатационные расцентровки определяются измерением относительного высотного положения подшипниковых опор гидроуровнем (рис. 4.19).

Микрометрические головки гидроуровня позволяют измерять разность высот до 25 мм с точностью до $\pm 0,01$ мм.

Для установки измерительных головок гидроуровня на опорах устанавливаются реперы – горизонтальные площадки на высоте оси машины.

Высотное положение опор отсчитывается по разности высотных положений репера опоры и базового репера, или "маяка". Базовый репер устанавливается в стороне от агрегата на фундаменте на уровне оси ротора.

В качестве базового репера может использоваться репер одной из опор. Обычно это опора ротора генератора, так как генераторные опоры

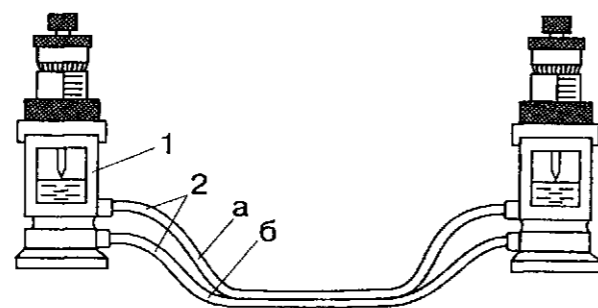


Рис. 4.19. Гидроуровень:
1 – измерительная головка; 2 – соединительные шланги; а – воздушный; б – водяной

меньше других меняют свое высотное положение из-за нагрева фундамента.

Точность измерений зависит от целого ряда факторов. Существенные погрешности могут возникнуть в результате присутствия пузырьков воздуха в водяном шланге. Для исключения этого гидроуровень заполняют деаэрированным конденсатом, используют прозрачные шланги и визуально контролируют отсутствие пузырьков воздуха. Для исключения влияния деформации шлангов под действием гидростатического давления их укладывают на подставках на уровне установки головок.

Наибольшие погрешности возникают от действия температур. Если не учитывать влияния нагрева воды в головках, то получить достоверные результаты измерений невозможно. Существуют разные способы устранения и учета этих погрешностей.

Например, ВТИ разработан стационарный многоточечный гидростатический нивелир с проточным охлаждением всей конструкции рабочей жидкостью, в качестве которой используется питательная вода турбоустановки. Вода в измерительных головках и соединительных трубах имеет общую свободную поверхность, относительно которой производятся замеры относительного взаимного перемещения корпусов подшипников работающей турбоустановки; предусмотрено использование дистанционных отсчетных устройств [70].

При определении эксплуатационных расцентровок вначале измеряют положение опор при холодном состоянии агрегата без вакуума. Дальнейшие измерения производят после набора вакуума и в процессе прогрева агрегата до стабилизации теплового состояния фундамента.

В последнее время большее распространение получают измерения эксплуатационных расцентровок оптическими методами. Не останавливаясь на технологии этих измерений, заметим, что их точность зависит от правильной организации и последовательности измерений положений реперных точек.

Опыт измерений показал, что эксплуатационные расцентровки зависят от времени года, что связано с деформациями грунтов и другими причинами. Чтобы учесть сезонные расцентровки, серьезные исследования продолжаются до двух лет.

Одновременно с измерениями эксплуатационных расцентровок целесообразно производить измерения тепловых перемещений корпусов. Это

связано с тем, что при заеданиях возникает связанная с ними расцентровка, которая без таких измерений может быть неверно интерпретирована.

Измерения тепловых перемещений корпусов при исследованиях вибрации производятся давно и, как правило, независимо от измерений расцентровок. Раньше такие измерения состояли в считывании показаний механических приборов перемещений. В последние годы появились электронные устройства с внутренней памятью, в том числе и переносные, которые позволяют записывать перемещения и наклоны корпусов в процессе прогрева машины и всевозможных изменений режимов. Графики, выдаваемые этими устройствами, могут представлять измеряемые перемещения не только как функцию времени (рис. 4.12, а), но и как функцию некоторого параметра режима, например характерной температуры цилиндра ВД турбины, что более показательнее.

Особо отметим измерение наклонов корпусов. Явление наклонов корпусов обнаружено в 70-х годах, а в 80-х годах начали внедряться приборы непрерывного контроля наклонов. В 1997 г. появился комплект переносной аппаратуры "Горизонт" (НТЦ "ВиКонт") с процессорной обработкой сигналов и внутренней памятью, позволяющий измерять и обрабатывать перемещения и наклоны корпусов в процессе вибрационных исследований (см. гл. 7).

8.1.4. Обследование остановленного агрегата

При ревизии опорных подшипников должны быть проверены радиальные зазоры вкладышей, натяги по установочным колодкам, прилегание установочных колодок, натирки по баббиту, отсутствие трещин, выкрашиваний и отставаний баббита от вкладыша, форма расточек вкладышей по бобышкам. Обнаруженные дефекты должны быть оценены с точки зрения их возможного влияния на вибрацию.

Проверку центровки производят либо после полного остывания агрегата в течение нескольких суток, либо с учетом его теплового состояния.

При проверке муфт должны быть выявлены возможные их дефекты (см. гл. 3).

Обследование роторов включает замеры зазоров по уплотнениям, осмотр натиров от уплотнений, проверку прогиба путем замера боя ротора индикатором, осмотр лопаточного аппарата на отсутствие поломок лопаток и связей. По возможности измеряют аксиальные зазоры между

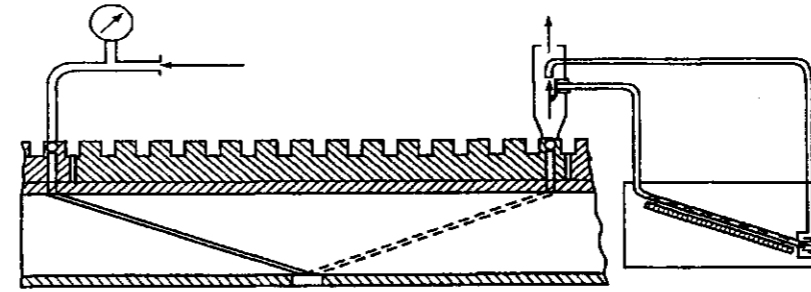


Рис. 4.20. Проверка продуваемости вентиляционных каналов в роторе генератора

насадными деталями. При необходимости проверяют плотность внутренней полости ротора и отсутствие в ней жидкости или посторонних предметов, наличие трещин на поверхности ротора и в центральном отверстии. При разборке ротора проверяют натяги насадных деталей.

Обследование ротора генератора включает, кроме того, проверку обмотки на отсутствие витковых замыканий проведением соответствующих электрических испытаний, а также проверку продуваемости вентиляционных каналов в роторах с форсированным охлаждением обмотки по специальной технологии.

Процесс проверки продуваемости вентиляционных каналов состоит в следующем. В заборники (входные отверстия) через штуцер определенного диаметра подается воздух при давлении 2–4 кгс/см². В дефлекторы (выходные отверстия) вставляется трубка для измерения скоростного напора с помощью дифференциального манометра (рис. 4.20).

При продувке каналов давление подаваемого воздуха поддерживается постоянным. Все отверстия вентиляционных каналов в пазу, кроме входного и выходного в исследуемом канале, заглушаются пробками.

При обработке результатов продувки ротор разделяется по длине на несколько отсеков. Для каждого отсека в каждом пазу определяется среднее значение скоростного напора, а затем строится векторная диаграмма напоров по всем пазам (рис. 4.21).

Отклонение от симметрии продуваемости определяется векторной суммой скоростных напоров по всей окружности ротора.

Перегрев ротора происходит в зоне плохо продуваемых каналов, или в точке, противоположной суммарному вектору продуваемости. Данные продувки ротора сопоставляются с результатами определения места теп-

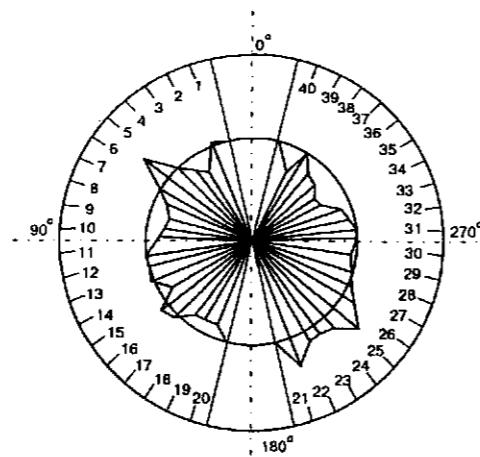


Рис. 4.21. Векторная диаграмма скоростных напоров при продувке ротора генератора

лового дисбаланса на работающем агрегате. При ремонте ротора восстанавливается продуваемость в зоне перегрева.

Следует заметить, что результаты продувки ротора не вполне соответствуют условиям его охлаждения. Наблюдаются случаи, когда ротор с умеренным вектором продуваемости имеет существенную тепловую асимметрию и наоборот. Направление вектора продуваемости зачастую не совпадает с "холодной" образующей ротора.

Место теплового дисбаланса, вызванного асимметрией охлаждения, а также нагревом ротора, может быть определено с использованием низкооборотного балансировочного станка, специально оборудованного устройствами для имитации охлаждения (рис. 4.22).

Для проведения этой работы желательно использовать прибор, позволяющий определить амплитуды и фазы колебаний головок станка, либо непосредственно место и величину дисбаланса. Эта проблема не возникает при использовании современных балансировочных станков (см. гл. 5).

Ротор устанавливают на балансировочный станок и балансируют в холодном состоянии. Затем производят нагрев ротора током, подаваемым через контактные кольца в обмотку. Нагрев ротора производят до температуры меди 100–120 °С, периодически поворачивая его на 180° со снятием напряжения при повороте. После нагрева производят стабилизацию его температурного режима медленным вращением в течение 1,5–2 ч. При стабилизации температура ротора снижается на 10–15 °С.

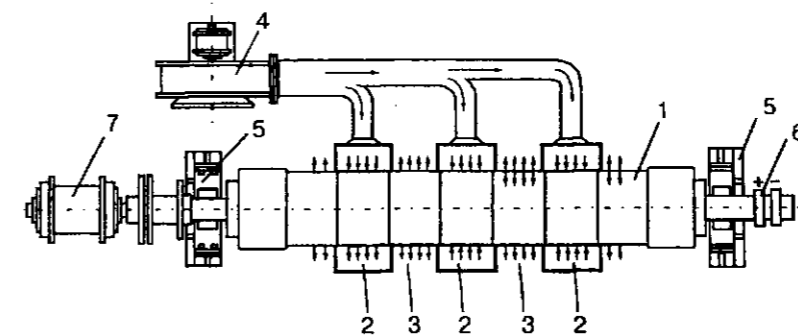


Рис. 4.22. Установка для определения теплового дисбаланса на балансировочном станке:

1 – исследуемый ротор; 2 – напорные камеры; 3 – выход воздуха; 4 – вентилятор; 5 – подшипники балансировочного станка; 6 – контактные кольца; 7 – приводной двигатель

Определяют амплитуды и фазы колебаний головок станка для горячего стабилизированного ротора; пользуясь этими данными, можно также определить дисбаланс ротора (см. гл. 5). При правильной сборке пазовых клиньев ротора обнаруживаемый при этом дисбаланс весьма невелик.

После этого на вращающийся ротор подают охлаждающий воздух от вентилятора. Колебания головок станка на выбеге определяют через каждые 15 мин, не прерывая подачи охлаждающего воздуха.

При асимметрии охлаждения на роторе появляется ощутимый дисбаланс, что обнаруживается по возрастанию амплитуд головок станка. Рост амплитуд продолжается в течение примерно 60 мин, по мере дальнейшего охлаждения тепловой дисбаланс уменьшается.

Расположение дисбаланса определяют по фазам колебаний головок. Более точно место и величина теплового дисбаланса могут быть определены заглушением части отверстий со стороны, противоположной дисбалансу. Используя пробные заглушения, за два-три нагрева ротора удается найти такое количество и расположение заглушаемых отверстий, при котором тепловой дисбаланс не возникает. Расположение заглушенных отверстий указывает на то, что с противоположной стороны следует искать каналы с нарушенной продуваемостью, а также другие отклонения в условиях охлаждения.

Работа по определению тепловой асимметрии должна быть повторена после восстановления продуваемости каналов.

В исключительных случаях при наличии достаточного запаса по охлаждению ротора, когда восстановлением продуваемости каналов не удастся компенсировать тепловой дисбаланс, с разрешения завода-изготовителя можно заглушить несколько каналов. Заглушенные каналы при этом должны быть по возможности удалены друг от друга.

8.1.5. Несколько слов о комплексном подходе к вибрационным исследованиям

Заканчивая рассмотрение методики вибрационных исследований агрегата, следует заметить, что в настоящее время получает распространение комплексный подход к таким исследованиям. Он предполагает одновременное проведение всех видов экспериментов и измерений по целесообразно составленной программе в течение достаточного времени, при этом целью исследований является не только выяснение или предупреждений причин вибрации, но и получение объективной информации об исследуемом агрегате. Эта информация используется в базе данных АСКВД и при ремонтах машин, в частности для задания величин "холодной" расцентровки.

Эти исследования могут включать определение динамических характеристик фундамента и опорной системы путем возбуждения колебаний вибратором, создающим заданную по частоте и интенсивности нагрузку. Вибратор при этом устанавливается в расточки подшипников при вынутых роторах. Результаты этих экспериментов обычно используются для расчетного определения ДКВ дисбалансов и дефектов.

Проведение комплексных исследований целесообразно не только для случаев ненормальной вибрации, но и для определения основных параметров нормально работающего агрегата, по изменению которых может быть более надежно поставлен диагноз в случае возникновения неполадки.

8.2. СПЕЦИФИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИИ НЕКОТОРЫХ МАШИН

Многие операции технологии вибрационных исследований, описанной в п. 8.1, достаточно универсальны и могут быть распространены на разные машины. Эти операции повторно не описываются и не упоминаются, их применение предполагается в соответствии с возможностями и целесообразностью в каждом конкретном случае. Здесь речь идет о специальных экспериментах по исследованию вибрации.

8.2.1. Двухроторные машины с приводом от асинхронного электродвигателя

К этой категории относятся машины, состоящие из привода и роторного механизма, соединенных муфтой, в частности электронасосы и тягодутьевые механизмы.

В большей части содержащиеся в этом пункте сведения могут быть распространены на другие категории машин с приводом, в дальнейшем эти сведения специально не упоминаются.

а) Исследования вибрации при собранной муфте.

Исследования вибрации при собранной муфте сводятся к определению режимной характеристики машины: зависимости вибрации от расхода и параметров рабочей среды (воды, воздуха и т.д.).

Измерения вибрации при включении и отключении машины простейшими виброизмерительными средствами с переносными датчиками выполнить в большинстве случаев не представляется возможным вследствие скоротечности разворота и выбега роторов. Однако специальная аппаратура (вибрационные коллекторы, или "сборщики"), способная записать и проанализировать сигналы от вибродатчиков в процессе пуска и останова, позволяет получить важную диагностическую информацию.

При анализе записей параметров вибрации при пуске и останове следует учитывать следующее:

- ускорения вращения настолько велики, что параметры частотной характеристики вибрации содержат большую случайную составляющую;
- при включении остановленной машины разворот сопровождается постепенным уменьшением относительного скольжения от 100 % до номинального значения;
- крутящий момент меняется как функция относительного скольжения и может в несколько раз превышать номинальный;
- некоторые машины при развороте могут автоматически менять схему включения либо содержать паузу в подаче питающего напряжения;
- в момент отключения одновременно исчезает напряжение питания электродвигателя, а вместе с ним и все электромагнитные факторы и практически до нуля падает крутящий момент (точнее – он уменьшается и меняет направление).

При наличии соответствующей аппаратуры целесообразно иметь записи вибрационных параметров пуска-останова для нормального состояния машины, чтобы при появлении дефекта судить о нем по изменениям этих параметров.

Характер изменения вибрации при пуске-останове позволяет выявить либо дополнительно подтвердить наличие таких дефектов: обрыв стержней беличьей клетки, ослабление посадки якоря на валу, дефекты подвижной муфты, нарушение плотности стяжки железа статора. Алгоритмы обнаружения этих дефектов описаны выше.

б) Раздельный пуск двигателя.

Раздельный пуск двигателя при разобранной муфте позволяет исследовать его как отдельный объект, однако при отсутствии нагрузки. При выбеге могут быть сняты АФЧХ вибрации. Ротор может быть отбалансирован отдельно от механизма, это позволяет снизить энергозатраты на балансировку, увеличить частоту балансировочных пусков (ограничения связаны с перегревом ротора при развороте) и использовать при балансировке параметры АФЧХ (см. гл. 5).

в) Эксперименты с изменением взаимного положения роторов.

В основе этих экспериментов лежит изобретение автора "Способ диагностирования роторных машин" [74].

Если взаимное влияние двух роторов, соединенных муфтой, велико, то по измерениям вибрации невозможно непосредственно определить ротор, на котором имеется дефект, возбуждающий повышенную вибрацию. Ремонт и привод, и механизма связаны с неоправданными затратами, в связи с чем целесообразно выявить дефектный ротор и ограничить объем ремонтных работ. Описываемая процедура позволяет определить ротор, который является источником повышенной вибрации оборотной частоты.

Производят измерения амплитуд и фаз оборотной составляющей вибрации подшипников либо других объектов при заданном режиме и исходном взаимном положении роторов. После этого агрегат останавливают, разворачивают на 180° один ротор относительно другого в процессе разборки и сборки муфты. Производят пуск при новом взаимном положении роторов и повторяют измерения вибрации на том же режиме и в тех же точках, что и при исходном пуске.

Выбирают для расчетов некоторую точку, в которой вибрация является определяющей (наибольшей по модулю). Значения вибрации в этой точке при исходном пуске обозначим \bar{A}_0 , а при следующем пуске \bar{A}_1 . По этим двум значениям можно вычислить вклад каждого из двух роторов в общий уровень вибрации. Если \bar{B}_0 – вклад ротора, на котором располагается нулевая метка для отсчета фаз, а \bar{B}_1 – вклад соседнего ротора, то справедливы формулы :

$$\begin{aligned} \bar{B}_1 &= \frac{\bar{A}_0 + \bar{A}_1}{2}, \\ \bar{B}_2 &= \frac{\bar{A}_0 - \bar{A}_1}{2}. \end{aligned} \quad (4.7)$$

Иллюстрация действий и их результатов, связанных с расчетами по формуле (4.7), представлены на рис. 4.23.

По существу описанной технологии необходимо добавить следующее.

Технология применима для муфт, имеющих строгую круговую симметрию, для которых при любом взаимном положении роторов условия работы соединительных и подвижных элементов идентичны. Как правило, это новые и малоработавшие муфты. При изменении взаимного положения роторов с приработанными муфтами возникает дополнительное возмущение от муфты, препятствующее правильному диагнозу. Опыт использования этой технологии показывает, что данное обстоятельство в большинстве случаев препятствием не является.

Предполагается, что на муфте четное количество болтов (зубьев и т.п.), что допускает переворот на 180° . Однако при нечетном количестве

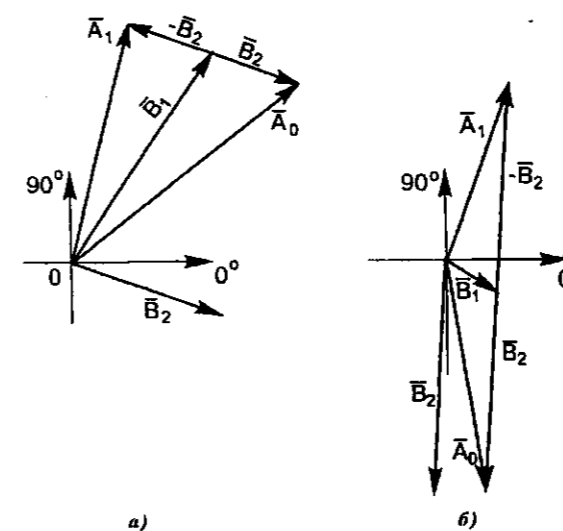


Рис. 4.23. Определение дефектного ротора:
а – дефект преобладает на роторе с нулевой меткой; б – дефект преобладает на соседнем роторе

болтов можно развернуть роторы на угол, возможно более близкий к 180° , а затем соответственно учесть эту неточность в расчете болтов можно развернуть роторы на угол, возможно более близкий к (читателю предлагается самому выполнить такой расчет).

Следует учесть, что дефект ротора может располагаться и на его полумуфте.

Данная технология позволяет также определить оптимальное взаимное положение роторов, при котором дефекты соединяемых роторов наилучшим образом компенсируют друг друга, это рассматривается в гл. 6.

г) Методика разделения роторных и статорных дефектов.

В п. 7.5 как определяющие для спектра вибрации названы частота вращения f_0 , частота сети f_c ($f_c = 50$ Гц) и частота скольжения $f_{ск} = f_c - f_0$. Во многих случаях частота скольжения настолько мала, что при обычном гармоническом анализе частоты f_0 и f_c и кратные им (if_0 и if_c) сливаются, поскольку разрешение анализа по частоте при этом недостаточно.

В то же время с частотами f_0 и if_0 связаны прежде всего механические и тепломеханические дефекты ротора, а с частотами f_c и if_c (главная из них $2f_c$) – причины электромагнитного происхождения и дефекты статора. В связи с этим весьма важно разделить роторные и статорные гармоники.

Существует простое правило, позволяющее разделить гармоники, кратные f_0 и f_c : фазы гармоник f_0 и if_0 неизменны во времени при использовании для измерения фаз опорного сигнала (метки) ротора, в то время как фазы гармоник f_c и if_c при этом монотонно растут.

Если использовать для измерения фаз в качестве опорного сигнала напряжение сети, то неизменны во времени фазы гармоник f_c и if_c , в то время как фазы гармоник f_0 и if_0 при этом монотонно убывают. Скорость изменения фаз непосредственно определяется величиной скольжения $f_{ск}$:

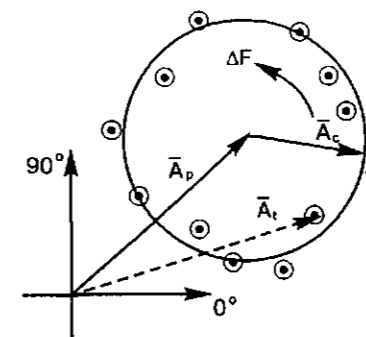
$$\Delta F = 2\pi if_{ск} t, \quad (4.8)$$

где ΔF – общее изменение фазы i -й гармоники; t – время.

При относительно большом скольжении либо при длительном интервале времени между двумя последовательными измерениями вместо монотонного изменения фаз можно наблюдать их хаотические изменения, что непосредственно следует из приведенной формулы.

В ряде случаев гармоники if_0 и if_c могут существовать одновременно, в этом случае они суммируются. Для разделения роторных и статорных гармоник для этого случая следует выполнить несколько замеров амплитуд и фаз вибрации для рассматриваемой гармоники, затем выполнить

Рис. 4.24. Определение роторных \bar{A}_p и статорных \bar{A}_c вибраций по измерениям текущих вибраций \bar{A}_t



графическое построение (рис. 4.24). Через концы векторов вибрации следует провести окружность: радиус окружности характеризует изменяющуюся часть суммарной вибрации, а расстояние центра окружности от начала координат – неизменную. При опорном сигнале от ротора неизменная часть вибрации относится к ротору, а изменяющаяся часть – к статору и наоборот.

Для реализации описанной методики необходим прибор, обладающий функцией измерения амплитуд и фаз кратных гармоник, синхронных с опорным сигналом, например прибор АУ-014 фирмы "ДИАМЕХ". Могут использоваться также приборы со стробоскопическим фазометром, при этом обычно приходится ограничиваться измерением фаз одной-двух первых гармоник.

Методика может быть использована и в тех случаях, когда необходимо разделить влияние на вибрацию в некоторой точке воздействий двух рядом стоящих машин, имеющих одну синхронную частоту вращения.

8.2.2. Синхронные машины

К этой категории относятся синхронные электродвигатели и синхронные компенсаторы, последние не содержат других роторов механизмов.

Особенности исследования вибрации синхронных машин определяются возможностью изменения реактивной нагрузки без изменения каких-либо параметров на приводимом механизме, что обеспечивает возможность менять тепловой режим и намагничивание железа практически во всем рабочем диапазоне. Опыты могут быть проведены и при расцепленной муфте.

На синхронных машинах проводятся те же эксперименты, что и на турбогенераторах (см. п. 8.1).

8.2.3. Механизмы, содержащие роторы с разной частотой вращения

В качестве типичного механизма этой категории рассмотрим питаемый электронасосный агрегат для энергоблоков мощностью 300 МВт (рис. 4.25).

Агрегат включает приводной асинхронный электродвигатель типа 4А3М-8000/6000 4УХЛ4, гидромуфту типа МГ2Л-650, ускоряющий редуктор (мультипликатор) и собственно насос типа СВПЭ-320-550. Мощность электродвигателя 8 МВт, номинальная частота вращения 2985 об/мин. Гидромуфта имеет коэффициент скольжения в пределах 0,8–0,9 и служит для изменения в небольшом диапазоне частоты вращения насоса. Редуктор имеет передаточное отношение около 2,205.

Внутренний ротор гидромуфты содержит подшипники качения, остальные роторы – подшипники скольжения.

Из рассмотрения схемы ясно, что на агрегате имеются роторы с тремя разными частотами вращения.

При исследованиях все измерения должны сопровождаться гармоническим анализом, при котором соответствующие гармоники спектра вибрации должны быть соотнесены с частотами вращения роторов. При необходимости детальных исследований на каждую группу роторов, имеющих одну частоту вращения, устанавливается датчик опорного сигнала для точного измерения частот вращения и фаз кратных гармоник вибрации. В рассматриваемом случае эти датчики следует установить на ротор электродвигателя, ведущую шестерню редуктора и ротор насоса. Высокочастотная часть спектра вибрации используется для диагностирования состояния редуктора и подшипников качения. Для выделения характерных частот гармоник и определения влияния на вибрацию

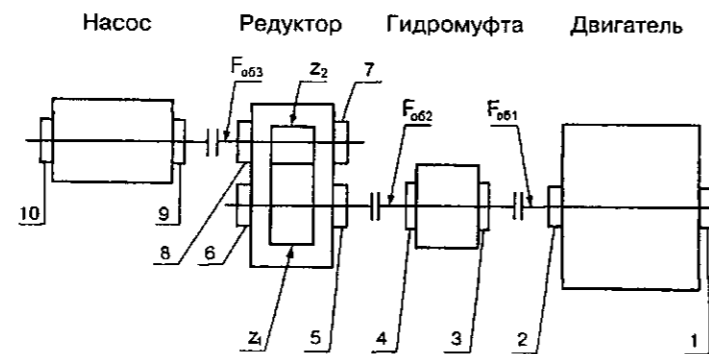


Рис. 4.25. Схема электронасосного агрегата:
1 – 10 – номера подшипников, $F_{об1}$, $F_{об2}$, $F_{об3}$ – частоты вращения; z_1 и z_2 – числа зубьев в редукторе

отдельных узлов для рассматриваемой категории машин удобно воспользоваться кепстральным анализом.

Опыты состоят в снятии режимной характеристики вибрации с изменением расхода насоса и частоты вращения в доступном интервале.

8.2.4. Машины с приводом, обеспечивающим изменение частоты вращения в широком диапазоне

К этой категории машин относятся машины с турбоприводом и с приводом от электродвигателя постоянного тока.

Особенности исследований этих машин состоят в дополнении программы исследований опытами при изменяющейся частоте вращения. В отличие от турбоагрегатов на этих машинах нагрузку можно менять не только на номинальной частоте вращения, но и на промежуточных частотах, что должно быть учтено при разработке программы исследований.

Турбопривод исследуется в основном так же, как и турбина энергетического турбоагрегата (см. п. 8.1.2).

ГЛАВА ПЯТАЯ

БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Балансировка роторов, деталей роторов, систем связанных роторов (валопроводов) – технологический процесс компенсации их дисбалансов путем установки корректирующих масс (балансировочных грузов) в доступные плоскости коррекции (балансировочные плоскости). Влияние дисбалансов на вибрацию в основном рассмотрено в гл. 1, п.п. 3, 4, 5. Происхождение дисбалансов роторов связано с технологией производства и рассматривается выше в гл. 3. В настоящей главе рассмотрены вопросы технологии балансировки.

Дадим определение новых понятий и терминов, используемых в этой главе.

Тяжелая точка – радиус, на котором располагается дисбаланс.

Статическая балансировка – компенсация статического (симметричного) дисбаланса на специальном приспособлении. При статической балансировке используется свойство неуравновешенного ротора при отсутствии существенного трения на опорных поверхностях устанавливаться тяжелой точкой вниз.

Динамическая балансировка ротора – балансировка ротора как жесткого тела. Определяет корректирующие массы в двух торцевых плоскостях, осуществляется на низкочастотном балансирующем станке при скоростях вращения существенно ниже номинальной.

Симметричная система грузов (симметричные грузы) – две равные корректирующие массы, установленные в одной осевой плоскости ротора симметрично относительно его середины на одной образующей (с одной стороны), соответствуют статическому дисбалансу.

Кососимметричная система грузов (кососимметричные грузы) – две равные корректирующие массы, установленные в одной осевой плоскости ротора симметрично относительно его середины на противоположных образующих (с противоположных сторон), соответствует динамическому дисбалансу.

Валопровод – система связанных муфтами роторов агрегата.

Балансировка на месте – балансировка валопровода агрегата на месте его работы в собственных штатных подшипниках при его вращении тем же приводом, который используется при нормальном его функционировании. Исходной информацией для балансировки являются значения амплитуд и фаз вибрации опор в выбранных точках.

Распределение грузов по длине ротора – технологическая операция по переносу корректирующих масс из одних плоскостей в другие, преимущественно из штатных торцевых плоскостей коррекции в плоскости, расположенные вдоль всего ротора.

Выполняется после балансировки на станке либо в процессе балансировки на месте с целью приблизить корректирующие массы к местам расположения дисбалансов и уменьшить динамические прогибы под действием первоначальных дисбалансов и неправильно расположенных корректирующих масс.

Индицирование – определение остаточных прогибов ротора в разных сечениях посредством индикатора часового типа.

Остаточный прогиб ротора – дефект ротора, при котором геометрическая ось его сечений имеет существенные отклонения от оси вращения. О таком роторе принято говорить, что он прогнутый, искривленный, наконец, кривой.

Перемотка ротора генератора – замена обмотки возбуждения ротора генератора.

Перелоначивание ротора турбины – замена рабочих лопаток одной или нескольких ступеней ротора турбины.

2. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕХНОЛОГИИ БАЛАНСИРОВКИ

2.1. ЖЕСТКИЕ И ГИБКИЕ РОТОРЫ

При выборе технологии балансировки требуется прежде всего знать, «жесткий» или «гибкий» ротор подвергается балансировке.

Жесткий ротор – ротор, для которого действующие динамические изгибающие моменты от центробежных сил дисбалансов не вызывают существенных упругих прогибов. Для балансировки важно такое фундаментальное свойство жесткого ротора: отбалансированный на любой скорости вращения, он сохраняет состояние уравновешенности на всех скоростях вращения. Выбрав произвольно две плоскости коррекции, для них всегда можно найти такие корректирующие массы, которые компенсируют главный вектор и главный момент всех центробежных сил от всех эксцентрично расположенных масс ротора. Для жесткого ротора не имеет значения, как расположены две плоскости коррекции и на какой скорости вращения выполнена балансировка.

Гибкий ротор изгибается под действием дисбалансов. Если все жесткие роторы одинаково жесткие, то все гибкие роторы гибкие по-разному: их гибкость определяется прежде всего количеством критических скоростей вращения, находящихся в диапазоне примерно до двойной от номинальной. Для балансировки имеет значение такое свойство гибкого ротора: будучи отбалансированным на одной скорости вращения в двух плоскостях коррекции, ротор оказывается неуравновешенным на других, а для достижения состояния уравновешенности во всем заданном диапазоне скоростей корректирующие массы должны быть расположены оптимальным образом в трех и более плоскостях коррекции.

По степени гибкости и применяемым методикам балансировки стандарт "Методы и критерии балансировки гибких роторов" [86] разделяет роторы на классы и подклассы, количество которых более десятка. В этой главе рассмотрены наиболее важные положения этого стандарта, однако в целях упрощения изложения данная классификация нами не приводится.

В гл. 1, п. 5 уже были рассмотрены особенности изгибных колебаний гибких роторов, читателю уместно сейчас освежить в своей памяти эти сведения, прежде всего представления о собственных формах и собственных частотах колебаний гибких роторов.

Из представлений об изгибных колебаниях гибких роторов ясно, что корректирующие массы следует располагать в тех плоскостях, где располагается дисбаланс. Поскольку места дисбаланса практически никогда не известны, то эта рекомендация имеет такой практический смысл:

- все насадные детали и узлы ротора должны быть отбалансированы до сборки;
- вносимый при ремонте дисбаланс должен быть определен и устранен в плоскости, вблизи которой производились ремонтные работы.

Для определения типа ротора (гибкий или жесткий) существуют разнообразные рекомендации, вот некоторые из них:

- получить у изготовителя или заказчика сведения о типе ротора и рекомендуемом методе балансировки;
 - если первая критическая скорость вращения превышает максимальную рабочую частоту, по крайней мере на 30 %, ротор можно считать жестким;
 - выполнить специальные испытания, описываемые ниже.
- Можно воспользоваться следующим методом испытаний.

Отбалансировать ротор на низкой скорости в двух плоскостях коррекции. Привести ротор во вращение с рабочей скоростью. Если для представительного количества таких испытаний роторов данного типа не обнаруживается существенной вибрации на рабочей скорости, это означает, что ротор этого типа либо жесткий, либо может считаться жестким.

В ряде случаев действие дисбаланса гибкого ротора может быть вполне компенсировано низкочастотной балансировкой либо непосредственно, либо путем соответствующего распределения по длине корректирующих масс. Это свойство роторов определяется их конструкцией и технологией производства и ремонта. Такие роторы принято называть квазижесткими.

На рис. 5.1 представлены некоторые разновидности квазижестких роторов:

- ротор, имеющий гибкие и легкие концы и массивную жесткую среднюю часть, на торцах которой располагаются две плоскости коррекции;

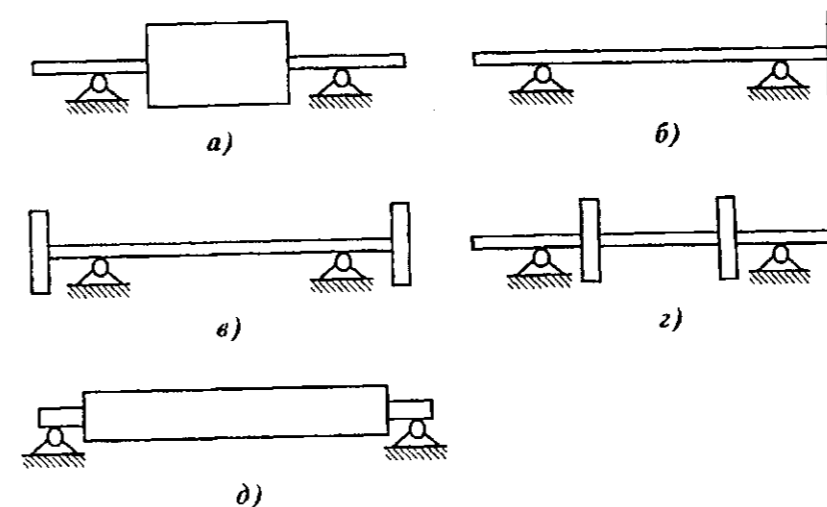


Рис. 5.1. Примеры квазижестких роторов:

a - массивная жесткая средняя часть, легкие гибкие концы; *б, в, г* - один-два массивных диска на легком гибком валу; *д* - гибкий ротор с равномерным распределением дисбалансов

- ротор с легким гибким валом и одной-двумя короткими насадными деталями (дисками или колесами), в каждой из которых имеется плоскость коррекции;

- ротор, имеющий дисбаланс, распределенный по длине по известному закону, например равномерно или линейно.

2.2. ЧТО, КОГДА И КАК БАЛАНСИРОВАТЬ

Работы по балансировке следует предусмотреть в двух случаях:

- при повышенной вибрации оборотной частоты, вызванной дисбалансом либо дефектами роторов, которые могут быть скомпенсированы балансировкой;

- при работах по ремонту ротора, которые не исключают внесения дисбаланса либо приводят к неопределенному состоянию неуравновешенности (например, после правки одного из роторов, при замене одного из роторов).

Насадные детали (кроме легких точеных вкруговую колец) перед посадкой на ротор следует подвергнуть статической балансировке. Статическая балансировка компенсирует статический дисбаланс и вполне достаточна для относительно коротких деталей (длина детали менее половины диаметра). Излишне балансировать детали, которые прошли балансировку при изготовлении (имеется соответствующий документ). Как правило,

статической балансировке подвергаются рабочие колеса насосов и вентиляторов, рабочие диски турбин перед насадкой на ротор.

Динамическая балансировка ротора осуществляется на низкочастотном балансировочном станке. Такая балансировка уравнивает ротор как жесткое тело без учета его возможного динамического прогиба под действием изгибающих моментов при повышении скорости вращения.

На балансировочном станке предусматривается две технологии балансировки:

- балансировка ротора с установкой корректирующих масс в двух выбранных плоскостях либо (по возможности) распределением их по длине (первая технология);

- определение и компенсация внесенного дисбаланса путем двукратной балансировки ротора соответственно до и после выполнения ремонтных работ (вторая технология).

Первая технология непосредственно применима для жестких либо квазижестких роторов. Для гибких роторов эта технология применяется как предварительная с целью исключения чрезмерных дисбалансов. Используется после полной перемотки ротора генератора, полного перелопачивания ротора турбины, и т.п. Она также необходима после правки ротора (устранения остаточного прогиба по специальной технологии) либо для компенсации остаточного прогиба ротора установкой компенсирующих грузов, если последняя не может быть выполнена без балансировки по результатам индицирования. При полной перемотке ротора генератора полезно предварительно отбалансировать "голый" ротор до начала укладки новой обмотки, с тем чтобы дисбаланс ротора учесть при развеске катушек новой обмотки.

Для гибких роторов применение первой технологии требует последующей балансировки на месте при номинальной скорости вращения, поскольку для гибкого ротора балансировка на низкочастотном станке в общем случае не компенсирует действия дисбаланса. Следует избегать по возможности такой балансировки и применять ее только в случаях, упомянутых выше: как правило, в других случаях балансировка по первой технологии нарушает состояние уравновешенности и затрудняет последующие работы по виброналадке.

Вторая технология используется при локальном внесении дисбаланса (перелопачивание одного-двух дисков, снятие и насадка бандажных колец с ремонтом подбандажной изоляции). Она предполагает использование надежного балансировочного оборудования и соответствующей технологии уравнивания, поскольку вероятность ошибки при двукратной балансировке возрастает.

Если имеется возможность без чрезмерных затрат производить балансировку гибкого ротора на станке в процессе его сборки многократно, то после насадки каждой массивной детали целесообразно выполнить очередную балансировку с установкой корректирующей массы на насаженную деталь. При такой технологии должны быть исключены дополнительные прогибы ротора под действием напряжений натяга насаживаемой

детали. Такую балансировку иногда называют ступенчатой. По технологическим и экономическим соображениям ею пользуются крайне редко.

Балансировка на месте при номинальной скорости вращения выполняется:

- при повышенной вибрации оборотной частоты, вызванной дисбалансом или некоторыми дефектами роторов;

- после ремонта гибких роторов с возможным внесением дисбалансов, если мероприятия по предупреждению дисбаланса и предшествующие работы по балансировке не обеспечили достаточной уравновешенности роторов.

В последнем случае балансировку на месте после ремонта следует запланировать, если работы по балансировке на станке не выполнялись либо если при балансировке на станке использовалась первая технология (см. выше).

Распределение грузов по длине ротора выполняется после балансировки на станке по первой технологии (по возможности) и в процессе балансировки на месте, если штатных плоскостей коррекции недостаточно для компенсации дисбаланса либо устанавливаемые массы грузов чрезмерно велики (см. п. 5).

В условиях заводов-изготовителей гибких роторов балансировка производится в *разгонно-балансировочных сооружениях* (РБС) во всем диапазоне возможных частот вращения. Технология такой балансировки нами особо не рассматривается, однако по содержанию она очень близка к рассматриваемой ниже балансировке на месте. В некоторых случаях имеется возможность выполнить балансировку ротора в процессе ремонта турбоагрегата на РБС завода, хотя это связано с очень большими затратами не только на балансировку, но и на транспортировку ротора к месту его балансировки и обратно. В некоторых странах (ФРГ) РБС имеются в ремонтных предприятиях, и такая балансировка производится при первой необходимости. В России, как правило, ею пользуются лишь в редчайших случаях.

Следует предупредить читателя еще об одной особенности балансировки роторов: как показывает практика, нельзя утверждать, что валопровод не имеет дисбалансов, если каждый из его роторов подвергался соответствующей балансировке в РБС. Это связано с одним из следующих обстоятельств:

- гибкие роторы, в особенности имеющие развитые консольные участки с полумуфтами, после балансировки в РБС существенно меняют свои свойства при соединении с соседними роторами; при этом дисбаланс консольного участка, компенсированный каким-либо образом корректирующими массами внутри пролета, оказывается в большой мере перенесенным на соседний ротор;

- дефекты сопряжения муфт влияют на вибрацию аналогично дисбалансу, и это влияние может быть в большой мере компенсировано балансировкой на месте;

- при балансировке, к сожалению, не исключены ошибки.

Весьма досадные последствия непонимания этой особенности возникают в случаях, когда предпринятая чрезвычайно дорогая процедура балансировки ротора в РБС в процессе ремонта турбоагрегата приводит к существенному ухудшению состояния неуравновешенности валопровода. Эти случаи, увы, не единичны и хорошо известны автору.

Из последних утверждений следует сделать такие практические выводы:

- при выполнении балансировки отдельных роторов не исключена балансировка валопровода в сборе на месте;
- балансировка в РБС при ремонте роторов должна производиться в исключительных случаях и при полном согласии всех специалистов; целесообразно проведение такой балансировки с профилактическими целями и при невыясненном происхождении вибрации;
- жесткий ротор с развитым гибким консольным участком, имеющим полумуфту, обычно более эффективно балансировать на низкочастотном станке, чем в РБС;
- для исключения возможных ошибок следует проявить особую тщательность при балансировке роторов на станках, в частности рекомендуется проверку балансировки выполнить после замены временных грузов постоянными, хотя при аккуратном выполнении эта замена на состояние уравновешенности и не влияет.

2.3. АЛГЕБРА КОМПЛЕКСНЫХ ЧИСЕЛ

Расчеты, связанные с балансировкой, предполагают операции с величинами, которые характеризуются модулем и углом и являются комплексными числами: вибрация оборотной частоты (амплитуда – модуль, фаза – угол), балансировочные грузы (масса – модуль, угол относительно нулевой метки) и т. д.

В гл. 1 приведены разные формы записи комплексных чисел (1.4), а на рис. 1.3 представлен графический способ их сложения и вычитания. Нам осталось дополнить эти действия правилами умножения и деления:

$$\left. \begin{aligned} A\angle a \cdot B\angle b &= (A \cdot B)\angle(a + b), \\ A\angle a : B\angle b &= \frac{A}{B}\angle(a - b). \end{aligned} \right\} \quad (5.1)$$

Запомним:

Модуль произведения равен произведению модулей сомножителей, а угол произведения равен сумме углов сомножителей.

Модуль частного равен частному модулей, а угол частного равен разности между углами делимого и делителя.

Отрицательные углы приводятся к положительным путем прибавления угла 360°, который совпадает с нулем. Углы, превышающие 360°, приводятся в нормальный вид вычитанием 360°. Знак минус изменяется на плюс прибавлением (вычитанием) к углу 180°.

Этих правил достаточно, чтобы выполнять необходимые действия при балансировочных расчетах.

Пример.

$$(100\angle 30 + 50\angle 120)(1,3\angle 60 - 0,5\angle 170) : 1,5\angle 130 = 112\angle 57,54\angle 42 : 1,5\angle 130 = 115\angle 329.$$

Машинные вычисления, как правило, производятся с комплексными числами, представленными в алгебраической форме: в виде проекций на оси X и Y. Несложные формулы вычисления сумм, разностей, произведений и частных для этого случая читатель найдет в любом математическом справочнике.

3. СТАТИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА ДЕТАЛЕЙ

3.1. ТРЕБОВАНИЯ К ИСПОЛЬЗУЕМОМУ БАЛАНСИРОВОЧНОМУ УСТРОЙСТВУ

Устройство для статической балансировки должно обеспечивать достижение нужной точности: остаточный эксцентриситет не более 10 мкм.

Наиболее доступным и распространенным в условиях эксплуатации машин является устройство в виде двух параллельных призм (иногда цилиндрических стержней), установленных горизонтально, по которым катается цилиндрическая оправка с насаженной на нее балансируемой деталью (рис. 5.2).

Твердость контактирующих поверхностей не ниже 240 НВ.

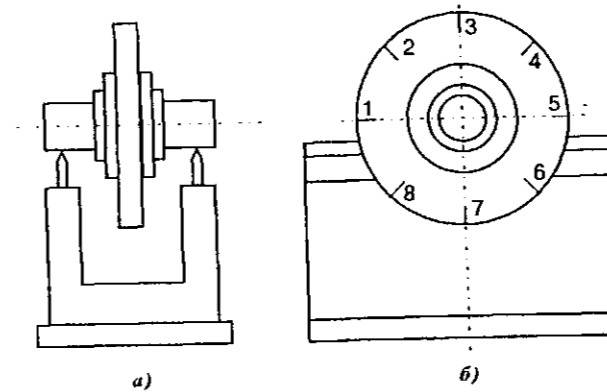


Рис. 5.2. Статическая балансировка на призмах: а – диск на оправке; б – разметка диска

Ширина рабочих поверхностей призм примерно $0,01 G/d$, см, где G – масса детали, кг; d – диаметр оправки, см.

Диаметр параллельных стержней примерно $0,3 G/d$, см.

Шероховатость контактирующих поверхностей $Rb \leq 2$ мкм.

Уклон и разность уклонов призм (стержней) $\leq 0,1$ мм/м.

Посадка детали на оправку – скользящая по 2-му классу.

Оправка – точеная (шлифованная) с одной установки, после изготовления оправку тщательно отбалансировать.

Длина рабочей части призм должна быть по крайней мере в 5 раз больше диаметра оправки.

3.2. ПОРЯДОК БАЛАНСИРОВКИ.

Путем установки временных грузов (свинец, пластилин) обеспечить состояние покоя во всех угловых положениях (не менее 8 точек по окружности) детали.

Устранить предварительно найденный дисбаланс способом, предусмотренным в конструкции детали (шлифовка, сверление, установка грузов в паз и т.д.).

При необходимости для повышения точности следует выявить и устранить "скрытый" дисбаланс путем определения и выравнивания "масс трогания" во всех точках по окружности. Масса трогания – минимальная масса, установленная на горизонтальном радиусе с одной (принятой) стороны, при которой оправка начинает вращаться. Скрытый дисбаланс равен половине максимальной разности масс трогания в противоположных точках и расположен в точке, где масса трогания минимальна.

Точность балансировки равна разности максимальной и минимальной "масс трогания" после завершения балансировки. При балансировке группы одинаковых деталей точность достаточно определить один раз при балансировке первой детали.

4. БАЛАНСИРОВКА НА НИЗКОЧАСТОТНОМ СТАНКЕ

4.1. БАЛАНСИРОВОЧНЫЕ СТАНКИ

Низкочастотные балансировочные станки принципиально подразделяются на дорезонансные, зарезонансные и резонансные.

Наиболее функциональны дорезонансные станки. Как правило, это станки заводского изготовления с весьма совершенными измерительными средствами. За один пуск без какой-либо тарировки можно определить корректирующие массы в двух заданных плоскостях. Станки выпускают передовые западные фирмы, например фирма Шенк (ФРГ).

Зарезонансные станки требуют тарировки и настройки на каждый новый тип ротора. Тем не менее они, как правило, обладают достаточно высокими техническими данными и вполне обеспечивают технологические нужды балансировки. Важным преимуществом зарезонансных станков является низкая динамическая нагрузка на опоры и соответственно легкий и дешевый фундамент, во многих случаях станок можно устанавливать непосредственно на пол. В эксплуатации преобладают станки Минского завода (МЗОР), серийно выпускает такие станки серии ВМ ТОО "Фирма Диамех" (г. Москва) (рис. 5.3), из импортных наиболее распространены станки компании IRD.

До недавнего времени на электростанциях и ремонтных предприятиях были распространены резонансные станки, изготовленные либо в мастерских электростанций, либо на некоторых заводах, работающих в сфере ремонтного обслуживания электростанций [4, 20, 39]. Эти станки следует признать морально устаревшими. ТОО "Фирма Диамех" (г. Москва) выпускает специальные процессорные приборы, которые превращают резонансные станки в зарезонансные без их реконструкции и таким образом существенно повышают технические характеристики этих станков.

В связи с изложенным резонансные станки нами специально не рассматриваются.

Станок серии ВМ состоит из трех основных блоков: непосредственно механической части, шкафа управления электроприводом и измерительного блока "Аметист".

Механическая часть станка, на которой осуществляется уравнивание ротора, представлена на рис. 5.3.

Основание станка 1, на котором смонтированы две подвижные стойки 2, 3, два укладчика 4 и электродвигатель ременного привода 5, устанавливается на любой жесткий пол без дополнительного фундамента. Вибрация рядом стоящего оборудования не влияет на точность уравнивания. Горизонтальность установки основания регулируется с помощью винтов 11.

Укладчики ротора служат для предупреждения повреждений роликовых опор станка при укладке ротора на станок. Для этого ротор сначала укладывается на два укладчика, которые предварительно должны быть установлены выше опорных роликов. Высота укладчиков регулируется при помощи штурвалов. Затем опоры станка подводятся под опорные шейки, и ротор при помощи тех же штурвалов укладчиков плавно укладывается на ролики. Ротор раскручивается электродвигателем постоянного тока 5 при помощи ремня 14, что обеспечивает универсальность станка и исключает погрешность на балансировочной частоте вращения, вносимую карданным приводом. Натяжение ремня регулируется с помощью специального устройства. Осевое положение ротора при балансировке фиксируется одним из двух упоров 6.

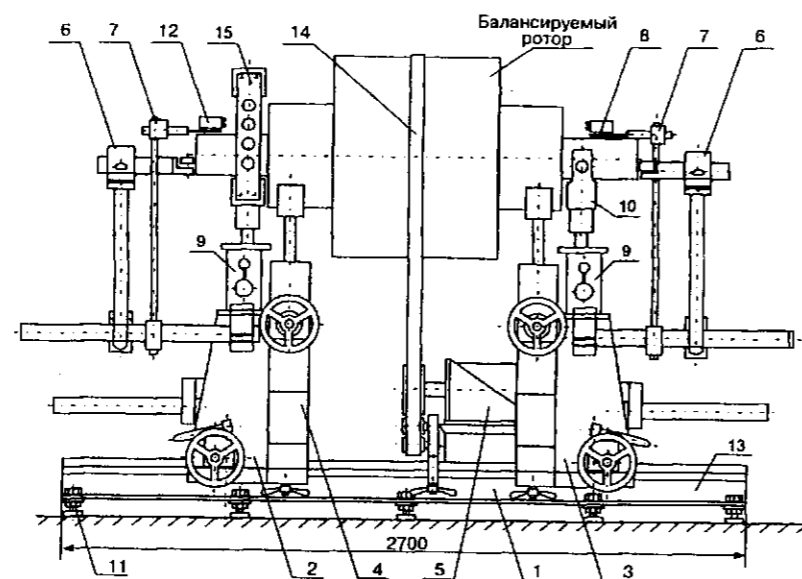


Рис. 5.3. Балансировочный станок серии ВМ:
 1 – основание; 2, 3 – стойки; 4 – укладчик; 5 – привод; 6 – упор осевой; 7 – держатели от-метчика и указателя; 8 – фотоотметчик; 9 – опора; 10 – роликовый блок; 11 – опорный винт; 12 – указатель массы; 13 – рама; 14 – приводной ремень; 15 – скоба

Две шарнирные опоры 9 обеспечивают низкую собственную частоту станка и его резонансный принцип, что позволяет осуществлять уравновешивание с высокой точностью на сравнительно низких частотах вращения (от 150 об/мин). Роликовый блок 10 установлен на верхней подвижной крышке шарнирной опоры и имеет три степени свободы. За счет этого каждая пара роликов всегда плотно прилегает к шейке ротора по образующей цилиндрической поверхности, что исключает появление высоких контактных напряжений, вызывающих либо наклеп шейки, либо выкрашивание роликов.

С целью предупреждения появления опрокидывающего эффекта при балансировке роторов консольного типа применяется дополнительная роликовая опора (скоба) 15, которая устанавливается сверху шейки ротора.

При балансировке ротора контролируется амплитуда виброперемещения опор станка в горизонтальном направлении, перпендикулярном оси станка. В этом направлении податливость станка максимальна. Датчики вибрации установлены по одному в каждой опоре станка.

Частота вращения и фаза вибрации измеряются с помощью датчиков 8, которые устанавливаются в двух плоскостях коррекции на специальных держателях 7. Конструкция опоры позволяет регулировать положе-

ние фотоэлектрического датчика по отношению к ротору. Датчик реагирует на светоотражающую или светопоглощающую метку, наклеенную на поверхность ротора.

В процессе балансировки в измерительном блоке "Аметист" производится расчет корректирующих масс по двум плоскостям коррекции и углов их установки (или снятия металла в плоскостях коррекции). Кроме этого, рассчитываются коэффициенты влияния и смещение линии центров масс ротора относительно оси вращения. Величина этого смещения в микронах, умноженная на массу ротора в кг, равняется суммарному дисбалансу ротора в г·мм. Установочные данные роторов, коэффициенты влияния, чувствительность датчиков могут быть записаны в долговременную память "Аметиста" для использования при последующих балансировках и просмотра. Прибор "Аметист" снабжен портативным печатающим устройством, позволяющим осуществить распечатку данных балансировки на бумаге. Программа "Аметиста" дает возможность векторного сложения и разложения, что удобно при корректировке масс грузов в местах их установки или при снятии металла.

Кнопки управления электроприводом находятся на верхней панели шкафа управления. Кроме традиционных кнопок "Пуск" и "Останов" на панели имеется кнопка "Доворот", при нажатии на которую происходит автоматический поворот ротора на требуемый угол. При этом ротор останавливается таким образом, что место установки груза будет находиться напротив указателя массы 12.

Эта операция должна проводиться поочередно для каждой плоскости коррекции.

Балансировка ротора должна продолжаться до тех пор, пока остаточный дисбаланс ротора не окажется в пределах допуска. Допуск на каждый тип роторов устанавливается балансировщиком на основе требований технической документации или стандартов. Как правило, требуется 3–5 пусков станка при неизвестных коэффициентах влияния. В том случае, если коэффициенты влияния данного ротора уже занесены в память "Аметиста", то балансировку можно провести за 1–2 пуска.

Точность балансировки не зависит от частоты вращения балансируемого ротора. Минимально возможная частота вращения составляет 150 об/мин. Суммарная остаточная удельная неуравновешенность составляет примерно 0,04 г·мм/кг для ротора любой массы. Величина исходных дисбалансов ротора не ограничивается.

4.2. ТЕХНОЛОГИЯ БАЛАНСИРОВКИ НА СТАНКЕ

Балансировка производится для компенсации произвольного распределенного дисбаланса (первая технология) либо для определения и компенсации локального дисбаланса, внесенного в ходе ремонта (вторая технология, см. п. 2.2 этой главы "Что, когда и как балансировать"). В по-

следнем случае до ремонта ротора производится его балансировка с установкой корректирующих масс в двух штатных плоскостях коррекции. После завершения ремонтных работ производится повторная балансировка с установкой корректирующих масс в одну или две плоскости по возможности вблизи мест внесения дисбаланса. Корректирующие массы, установленные при повторной балансировке, следует оставить на роторе, а корректирующие массы, установленные при первой балансировке – снять.

Вполне понятно, что первая балансировка не понадобится, если в архиве имеются данные о балансировках ремонтируемого ротора и изменениях корректирующих масс в балансировочных плоскостях после последней балансировки на станке. Эти данные позволяют определить корректирующие массы до ремонта без балансировки на станке.

К сказанному целесообразно также добавить следующее. Необходимость двукратной балансировки связана с тем, что гибкий ротор балансируют в РБС завода либо на месте (см. п. 2.2) при частотах вращения существенно выше частоты вращения ротора на станке. В процессе такой балансировки условие равновесия ротора как жесткого тела нарушается, поэтому балансировка на станке перечеркивает результаты выполненной высокочастотной балансировки и вследствие этого непосредственно неприменима. Однако при достаточном числе плоскостей коррекции ротор можно отбалансировать в РБС так, чтобы были соблюдены условия его равновесия также и на низкой частоте вращения. В таком случае можно было бы отказаться от второй технологии и избежать многих дополнительных проблем при балансировке. Беда, однако, в том, что такое условие при балансировке роторов в РБС обычно не ставится. Проблему может решить принятие соответствующего нормативного документа либо включение соответствующего требования в условия на поставляемое оборудование.

При компенсации произвольного распределенного дисбаланса (первая технология) корректирующие массы устанавливаются в двух штатных плоскостях, а при возможности распределяют их по длине. Способы распределения корректирующих масс по длине рассматриваются ниже.

Процесс определения корректирующих масс в двух штатных плоскостях автоматизирован и описывается в инструкции по эксплуатации балансировочного станка, когда речь идет о станках, имеющих систему непосредственного измерения (определения) дисбалансов. Он в основном ясен из приведенного выше описания станка серии ВМ. Для резонансных станков, не оборудованных такой системой и использующих простейшие, в большинстве случаев механические приборы для измерения амплитуд резонансных колебаний, этот процесс более сложен, его рассмотрение в этой книге не предусмотрено.

4.3. ПЕРЕНОС ГРУЗОВ ПОСЛЕ БАЛАНСИРОВКИ НА СТАНКЕ

Перенос грузов имеет смысл для гибких роторов и предназначается в основном для того, чтобы уменьшить динамические прогибы отбалансированного ротора под действием совокупности дисбалансов и корректирующих масс. Перенос грузов должен быть выполнен так, чтобы корректирующие массы были максимально приближены к местам (плоскостям) дисбалансов. Распределение грузов по длине ротора может быть выполнено по произвольному заданному закону, а именно:

- равномерно по длине (по линейному закону),
- по закону двух плавных кривых, имеющих нулевые значения по центрам шеек и смещенные по длине максимумы,
- по закону, определяемому технологическими источниками дисбаланса (максимально приближены к местам возможного технологического дисбаланса) и т.д.

Надо отметить, что истинное расположение дисбалансов практически никогда не известно, а плоскости, где возможно разместить грузы, расположены в определенных местах и не могут быть заданы произвольно. Любой принятый закон распределения грузов является неким приближением, однако в подавляющем большинстве случаев распределение грузов более или менее равномерно по длине лучше, чем их размещение в штатных торцевых плоскостях. Таким образом, имеется множество вариантов переноса грузов, из которых целесообразно выбрать тот, который более всего соответствует природе обнаруженного дисбаланса. Поскольку эта рекомендация совершенно неконкретна, а источники выявленного дисбаланса далеко не всегда известны, грузы чаще всего переносят по возможности равномерно по длине.

При переносе должны быть одновременно удовлетворены два условия: условие равновесия, определенное установленными в процессе балансировки корректирующими массами, и условие соответствия заданному распределению по длине.

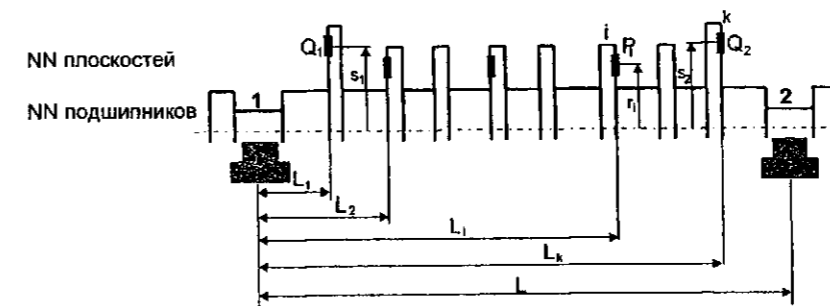


Рис. 5.4. К переносу грузов после балансировки на станке

Эти условия можно сформулировать так (см. рис.5.4) :

$$\left. \begin{array}{l} \text{закон распределения по длине:} \\ \bar{P}_i r_i = \bar{T}_1 F_1(L_i) + \bar{T}_2 F_2(L_i) (i = 1, 2, \dots); \\ \text{условие сохранения суммы сил:} \\ \sum \bar{P}_i r_i = \bar{Q}_1 s_1 + \bar{Q}_2 s_2; \\ \text{суммы моментов:} \\ \sum \bar{P}_i r_i L_i = \bar{Q}_1 s_1 B_1 + \bar{Q}_2 s_2 B_2, \end{array} \right\} \quad (5.2)$$

где $F_1(L_i)$ и $F_2(L_i)$ – выбранные функции осевых координат;

\bar{T}_1 и \bar{T}_2 – промежуточные комплексные неизвестные;

$\bar{P}_1, \bar{P}_2, \dots, \bar{P}_i, \dots$ – заменяющие грузы;

$r_1, r_2, \dots, r_i, \dots$ – радиусы установки заменяющих грузов;

$L_1, L_2, \dots, L_i, \dots$ – осевые координаты заменяющих грузов;

\bar{Q}_1 и \bar{Q}_2 – грузы в торцевых плоскостях коррекции;

s_1 и s_2 – радиусы торцевых плоскостей коррекции;

B_1 и B_2 – осевые координаты торцевых плоскостей коррекции.

Выражения (5.2) представляют собой замкнутую систему линейных уравнений, из которых можно определить грузы \bar{P}_i .

Условия равновесия соответствуют законам механики и записаны в традиционном виде, функции распределения по длине $F_1(L_i)$ и $F_2(L_i)$ требуют комментариев. Эти функции могут быть заданы произвольно и характеризуют выбор характера распределения грузов по длине.

На рис. 5.5 представлены возможные формы этих функций.

Рассмотрим пример.

Пусть отбалансирован некий достаточно длинный симметричный ротор, например ротор мощного генератора. По длине ротора в средней (зубцовой) части равномерно располагаются отверстия для размещения балансировочных грузов в виде резьбовых пробок. В штатных плоскостях коррекции 1 и 2 при балансировке установлены грузы в кг соответственно $\bar{Q}_1 = 1,2 \angle 120^\circ$ и $\bar{Q}_2 = 2,0 \angle 10^\circ$.

Разложим предварительно эти грузы на симметричную и кососимметричную составляющие: симметричная составляющая представляет собой полусумму этих грузов, а кососимметричная – полуразность. Получим две пары грузов: $\bar{Q}_c = 0,97 \angle 45^\circ$ и $\bar{Q}_{kc} = 1,33 \angle 165^\circ$.

Примем следующий закон распределения: симметричные грузы распределить равномерно по длине зубцовой части, а кососимметричные

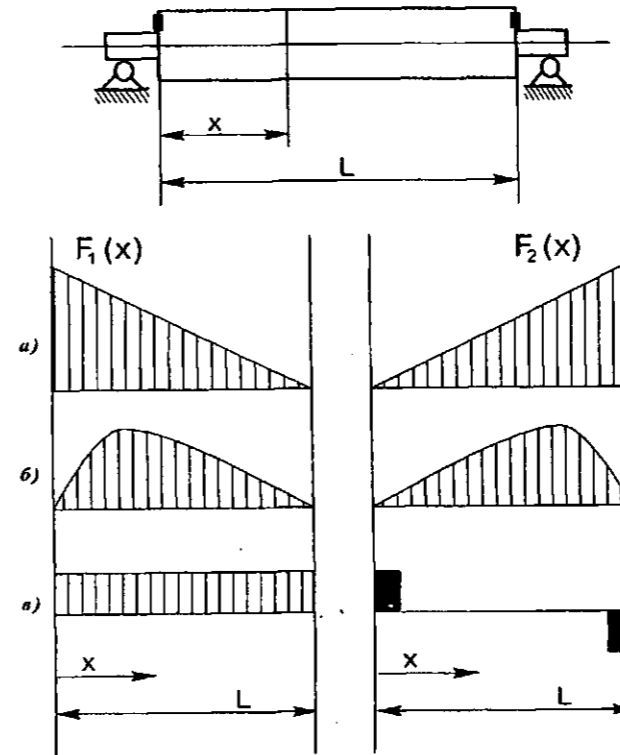


Рис. 5.5. Функции распределения дисбалансов по длине ротора: а – линейное; б – криволинейное; в – равномерное для симметричных грузов и сосредоточенное в торцах для кососимметричных

оставить в штатных плоскостях коррекции (рис. 5.5, в). Этот закон предполагает, что причиной симметричного дисбаланса может быть разница по массе стержней обмотки или разница размеров сечений пазов ротора для укладки обмотки, а причиной кососимметричного дисбаланса может быть технологический дисбаланс по краям (под бандажными кольцами в лобовой части обмотки ротора).

Пусть радиусы балансировочных пазов в плоскостях коррекции $r_n = 400$ мм, а радиус, на котором располагаются центры тяжести устанавливаемых равномерно по длине пробок $r_6 = 500$ мм. Тогда в зубцовой части при переносе двух симметричных грузов \bar{Q}_c из условия сохранения уравновешенности придется разместить на 45° грузы общей массой P :

$$P = \frac{2\bar{Q}_c r_n}{r_6} = \frac{2 \cdot 0,97 \cdot 400}{500} = 1,55 \text{ кг}$$

В плоскостях коррекции 1 и 2 следует установить грузы соответственно $1,33 \angle 165^\circ$ и $1,33 \angle 345^\circ$.

Для более сложных случаев можно, задавшись некоторым законом распределения, решить систему уравнений (5.2), однако проще воспользоваться специальной программой переноса грузов, которая позволяет рассчитать грузы для всех доступных плоскостей коррекции в предположении линейного закона распределения дисбалансов по длине (см. гл. 7).

После переноса грузов рекомендуется проверить сохранение условия уравновешенности контрольной балансировкой.

5. БАЛАНСИРОВКА НА МЕСТЕ

5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

5.1.1. Измерения вибрации и отсчет углов

Для отсчета фазовых углов и углов установки корректирующих масс (балансировочных грузов) на валопроводе выбирается радиальная нулевая полуплоскость (далее плоскость), проходящая вдоль всей оси. В доступном месте на поверхности вала в этой плоскости наносится нулевая метка, которая материализует плоскость отсчета углов.

Углы установки грузов в плоскостях коррекции отсчитываются от упомянутой плоскости, связанной с нулевой меткой, против направления вращения.

Представление о фазах вибрации читатель уже имеет из содержания гл. 1. Здесь мы остановимся на некоторых технологических подробностях измерения фаз оборотной составляющей вибрации.

Для отсчета фазовых углов рядом с нулевой меткой ротора на неподвижной детали устанавливается лимб с градусной градуировкой по направлению вращения валопровода с нулевой меткой в верхней точке. Фазы отсчитываются по положению нулевой метки относительно градуировки лимба при освещении ротора стробоскопом в процессе измерения оборотной составляющей вибрации (см. рис. 1.4).

При измерении фаз фазометром к измерительному блоку подключается выход генератора опорного напряжения (ГОН). Обычно ГОН представляет собой импульсный датчик (ИД): фото, индукционный, вихревой – в зависимости от используемого принципа генерирования сигнала. ИД реагирует на роторную метку. Метка представляет собой либо контрастное пятно, либо выступ (шпонка), либо впадину (шлиц). Метка в виде пятна недолговечна, поэтому предпочтение отдается шпонке либо шлицу. Обычно метка для ИД совпадает с упомянутой выше нулевой меткой для отсчета углов на роторе.

Фазы, отсчитываемые по фазометру, имеют тот же физический смысл, что и фазы по стробоскопу: они либо численно совпадают, либо отличаются на величину согласующей поправки, которая постоянна для всех измерений фазы (1.7).

Как следует из определений в гл. 1 и приведенного описания, фаза вибрации при отсутствии фазовых погрешностей – угловое положение "бьющей точки" на роторе, отсчитанное от нулевой метки против вращения.

Вследствие фазовых погрешностей (ФП) показания прибора по фазе могут отличаться от фазы вибрации. Идеальный прибор имеет нулевую ФП, реальный – некоторую ФП, зависящую от частоты.

При балансировке в качестве модуля для комплексного значения вибрации обычно используется значение двойной амплитуды виброперемещения. Это не исключает возможности использования в качестве модуля СКЗ оборотной виброскорости либо другого параметра, однако при этом весь архив используемых данных должен быть однозначно перестроен (конвертирован) под используемый параметр.

В качестве значащей информации при балансировке используются комплексные значения вибрации (модули и фазы) в контролируемых точках и комплексные значения устанавливаемых грузов (массы и углы) в заданных плоскостях коррекции.

Идентификатор (индекс, обозначение) точки измерения вибрации содержит информацию о номере подшипника, направлении измерения и частоте вращения (рабочая, 1-я критическая, 2-я критическая). Идентификатор (номер) плоскости коррекции содержит информацию о расположении плоскости, а для систем грузов (корректирующих масс) также соотношение их (симметричные, кососимметричные). В связи с этим должна быть принята однозначная система индексов (обозначений) точек контроля вибрации и плоскостей коррекции. Например: 1в, 3п, 4к – индексы для обозначения значений вибрации соответственно на подшипнике 1 в вертикальном направлении и на подшипнике 3 в поперечном направлении на номинальной скорости вращения, на подшипнике 4 на первой критической скорости вращения в вертикальном направлении; 5, 6с, 7к – индексы для корректирующих масс в плоскостях 5, 6 (симметричные грузы в плоскости 6 и противоположной относительно середины ротора), 7 (соответственно кососимметричные грузы). Систематизация обозначений и однозначность представляемой информации является одной из задач специализированных баз данных, реализуемых на ПЭВМ, она достигается специальными средствами, в числе которых наиболее важен продуманный пользовательский интерфейс (см. гл. 7).

5.1.2. Это очень просто!

В этом пункте содержатся фундаментальные сведения о принципе балансировки роторов на месте в простейшем изложении. Если читатель усвоит его содержание, то, можно надеяться, с остальным содержанием этого раздела он успешно справится.

Для того, чтобы отбалансировать ротор, следует определить его дисбаланс и установить противоположно ему корректирующую массу, создающую равный дисбаланс.

К сожалению, дисбаланс на роторе невидим и определить его можно по его действию на вибрацию. Для того, чтобы получше разобраться с обнаружением и определением дисбаланса, представим себе идеально отбалансированный ротор, на который установлен хорошо видимый дисбаланс. Теперь мы видим дисбаланс и можем понаблюдать за его влиянием. На рис. 5.6 изображен плоский ротор с установленным дисбалансом D . На подшипнике установлен вибродатчик балансировочного прибора, а ротор освещается лампой стробоскопа, при этом он виден неподвижным именно так, как это показано на рисунке. Наш дисбаланс расположился против определенной метки на лимбе статора, по которому мы отсчитываем фазу по стробоскопу. Попробуем сместить дисбаланс по вращению на некоторый угол, например на 30° , и вновь пустим ротор на прежнюю скорость вращения. Мы обнаружим, что наш дисбаланс опять расположился точно в той же точке относительно статорного лимба, а нулевая метка, по которой отсчитывается фаза, сместилась соответственно против вращения на тот же угол (30°), на эту величину уменьшилась фаза вибрации, отсчитываемая по статорному лимбу.

Обнаруженный эффект легко объясним: вспышка стробоскопа всегда происходит строго через определенное время, отсчитываемое в градусах, после прохода нашего дисбаланса под датчиком хотя бы просто потому, что именно он, этот дисбаланс, и создает ту вибрацию, которая через балансировочный прибор поджигает стробоскоп.

Теперь понятно, почему углы на роторе отсчитываются против вращения, тогда как фаза отсчитывается по лимбу, размеченному по вращению: при такой разметке изменение фазы вибрации точно показывает, на сколько изменилось положение дисбаланса. В нашем примере изменение положения дисбаланса в направлении, соответствующем уменьшению отсчета углов на роторе (по вращению), привело к уменьшению фазы вибрации на тот же угол (нулевая метка сместилась против вращения).

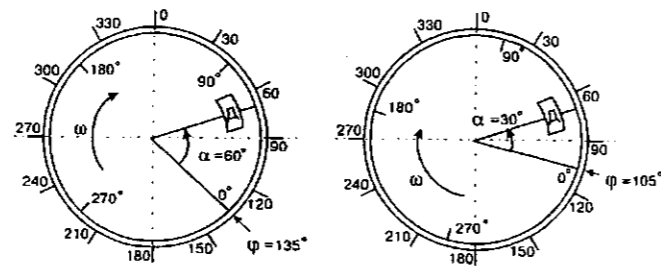


Рис. 5.6. Изменение фазы при смещении видимого дисбаланса: D – дисбаланс; α – угол дисбаланса; φ – фаза вибрации

Проведем еще один эксперимент: увеличим массу установленного груза вдвое и пустим ротор на прежнюю скорость вращения. Мы увидим, что амплитуда вибрации выросла в 2 раза.

Из этих опытов ясно, что вибрация пропорциональна действующему дисбалансу.

Запомним для дальнейших наших рассуждений измеренную вибрацию в выбранной точке установки вибродатчика по амплитуде и фазе как A_0 .

Теперь как бы забудем о том, что мы знаем место дисбаланса на роторе, и попытаемся его определить. Для этого установим некоторый произвольный груз на ротор в произвольную точку в дополнение к грузу, имитирующему действующий дисбаланс. Этот груз называется пробным. При пуске вибрация, естественно, изменится, поскольку теперь она будет соответствовать сумме двух грузов: груза, имитирующего дисбаланс, и пробного груза. Значение ее станет A_1 .

На рис. 5.7 графически изображены изменения дисбалансов на роторе и вибраций при двух пусках, первый из которых с вибрацией A_0 назовем нулевым, а второй с вибрацией A_1 – пробным.

На рис. 5.7, а изображен треугольник дисбалансов: к исходному дисбалансу нулевого пуска D добавился дисбаланс пробного груза $\bar{P}_{пр}$ и получился дисбаланс \bar{P}_1 . Из этого треугольника ясно, что для компенсации исходного дисбаланса на ротор вместо $\bar{P}_{пр}$ следует установить груз $\bar{P}_{ур}$, изменив положение пробного груза на угол α и массу пропорционально отношению $\bar{P}_1/\bar{P}_{пр}$. Беда только в том, что треугольник дисбалансов мы построить не можем, поскольку нам известна только одна его сторона, $\bar{P}_{пр}$: мы договорились, что исходного дисбаланса мы не знаем.

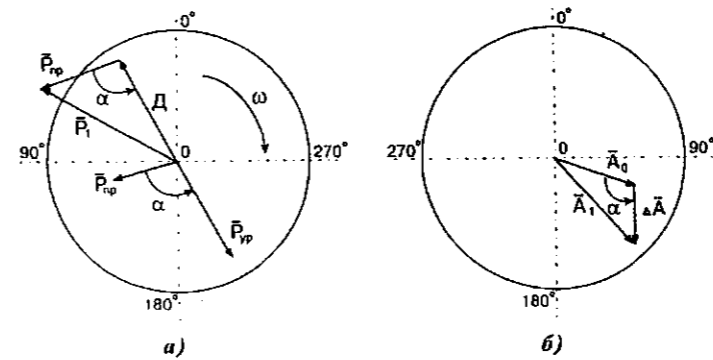


Рис. 5.7. Определение дисбаланса при пробном пуске: а – дисбалансы; б – вибрации

Сейчас самое время вспомнить, что нам известны вибрации \bar{A}_0 и \bar{A}_1 . На рис. 5.7, б изображен треугольник вибраций: \bar{A}_0 соответствует дисбалансу нулевого пуска, \bar{A}_1 – суммарному дисбалансу пробного пуска, а изменение вибрации $\Delta\bar{A} = \bar{A}_1 - \bar{A}_0$ пробному грузу, который как раз и вызвал это изменение. Вспомним наш вывод о пропорциональности вибрации и дисбаланса и обнаружим, что треугольники дисбалансов и вибраций подобны. Теперь-то мы можем определить и угол α , и отношение $\bar{P}_d/\bar{P}_{пр}$, которое равно отношению $\bar{A}_0/\Delta\bar{A}$. Вот и все!

Теперь для памяти сформулируем некоторые выводы:

Уравновешивающий груз определяется из пробного по треугольнику вибрации: он располагается от пробного на угол α и равен $\bar{P}_{пр}\bar{A}_0/\Delta\bar{A}$.

Угол α отсчитывается от пробного в направлении увеличения угла, если фаза при первом пуске по сравнению с нулевым увеличилась, и в направлении уменьшения угла, если фаза уменьшилась. Или иначе: пробный груз следует сместить против вращения, если нулевая метка при измерении фазы ушла по вращению, и сместить его по вращению, если нулевая метка при измерении фазы ушла против вращения.

В отличие от рассмотренной простейшей схемы реальный ротор имеет осевую протяженность, содержит не одну, а много точек на подшипниках, в которых производятся измерения вибрации. Все это делает задачу балансировки несколько сложнее, чем в рассмотренном случае. С этими сложностями мы разберемся ниже. Однако новичку будет приятно узнать, что в большинстве практических случаев можно прямо использовать описанную процедуру, выбрав на роторе одну плоскость коррекции и на подшипниках одну точку для измерения вибрации (обычно это точка с максимальной амплитудой вибрации).

5.1.3. Динамические коэффициенты влияния

Из предыдущего пункта мы узнали, что вибрация и дисбаланс пропорциональны. Коэффициент пропорциональности, связывающий дисбаланс и вибрацию, называется динамическим коэффициентом влияния (ДКВ). На валопроводе может быть много плоскостей коррекции и много точек контроля вибрации. Дисбаланс в какой-либо плоскости, строго говоря, влияет на вибрацию во всех точках, поэтому для каждого ротора существует множество ДКВ, образующих, как принято говорить, матрицу ДКВ \bar{a}_{ik} .

Динамические коэффициенты влияния (ДКВ) \bar{a}_{ik} суть изменения вибрации в точках i ($i=1, 2, \dots$) под действием массы 1 кг на 0° , установленной в плоскости k .

Из приведенного определения ясно, что любое изменение вибрации при известных ДКВ под действием груза \bar{P}_k можно вычислить так:

$$\left. \begin{aligned} \Delta\bar{A}_i &= \bar{A}_{ik} - \bar{A}_{i0} = \bar{P}_k \bar{a}_{ik} \\ \text{или} \\ \Delta\bar{A}_i &= \bar{A}_{ik} - \bar{A}_{ik-1} = \bar{P}_k \bar{a}_{ik} \end{aligned} \right\} \quad (5.3)$$

Здесь \bar{A}_{i0} и \bar{A}_{ik} – вибрация в точке i соответственно при нулевом и k -м пуске с пробным грузом в плоскости k . Первая строчка (5.3) относится к случаю, когда груз \bar{P}_k устанавливается по отношению к нулевому пуску после снятия всех грузов предшествующих пусков, а вторая – к случаю, когда груз \bar{P}_k устанавливается по отношению к предшествующему пуску с сохранением установленных ранее грузов.

Из (5.3) ясно, что, установив на ротор некоторый достаточно произвольный груз и выполнив пуск агрегата (так называемый пробный пуск, см. п. 5.1.2), по значениям вибрации до и после установки груза можно экспериментально определить ДКВ:

$$\bar{a}_{ik} = \frac{\Delta\bar{A}_i}{\bar{P}_k} \quad (5.4)$$

Для получения достоверного значения ДКВ \bar{a}_{ik} масса пробного груза \bar{P}_k должна быть достаточно большой и выбираться так, чтобы изменение вибрации $\Delta\bar{A}_i$ существенно превышало возможные погрешности виброизмерений: для рассматриваемых условий это изменение должно быть соизмеримо с \bar{A}_{ik} .

Вернемся к содержанию п. 5.1.2 и используем понятие ДКВ для расчета уравновешивающего груза в одной плоскости при учете вибрации в одной точке. Для этого получим формулу, вытекающую из наших мысленных экспериментов с дисбалансом и пробным грузом:

$$\bar{P} = -\frac{\bar{P}_{пр}\bar{A}_0}{\bar{A}_1 - \bar{A}_0} = -\frac{\bar{A}_0}{\Delta\bar{A}/\bar{P}_k} = -\frac{\bar{A}_0}{\bar{a}} \quad (5.5)$$

где \bar{P} – уравновешивающий груз; \bar{a} – ДКВ.

Пример.

Исходная вибрация $\bar{A}_0 = 100$ мкм $\angle 30^\circ$. Установлен пробный груз $\bar{P}_{пр} = 1$ кг $\angle 100^\circ$. При пуске с пробным грузом вибрация составила $\bar{A}_1 = 75$ мкм $\angle 120^\circ$. Из графического

построения имеем: $\bar{A}_1 - \bar{A}_0 = 125 \text{ мкм } \angle 173^\circ$; $\alpha = 37^\circ$. По формулам (5.4) и (5.5) вычислим значения \bar{a} и \bar{P} :

$$\bar{a} = \frac{125 \angle 173}{1 \angle 100} = 125 \frac{\text{мкм}}{\text{кг}} \angle 73^\circ;$$

$$\bar{P} = \frac{100 \angle 30}{125 \angle 73} = 0,8 \text{ кг} \angle 137^\circ.$$

Самое важное для балансировки то, что при известных значениях ДКВ можно прогнозировать результат любых расстановок грузов в нескольких плоскостях:

$$\left. \begin{aligned} \bar{A}_{i1} &= \bar{A}_{i0} + \Sigma \Delta \bar{A}_i = \bar{A}_{i0} + \Sigma \bar{P}_k \bar{a}_{ik}; \\ \bar{E}_i &= \bar{A}_i + \Sigma \bar{P}_k \bar{a}_{ik}, \end{aligned} \right\} \quad (5.6)$$

где \bar{E}_i – остаточная вибрация при установке корректирующих масс \bar{P}_k , при этом $i = 1, 2, \dots, I$; $k = 1, 2, \dots, K$, $K < I$.

Выражение (5.6) можно интерпретировать так: вибрация \bar{A}_{i1} в некоторой точке i после установки грузов равна исходной \bar{A}_{i0} , сложенной с суммой влияний установленных грузов \bar{P}_k . Графическая интерпретация этого представлена на рис. 5.8.

На формуле (5.6) базируются все основные балансировочные расчеты: в самом деле, если можно вычислить вибрацию для любой заданной расстановки грузов, то можно найти такие грузы, которые обеспечат минимум вибрации, что и является основной целью балансировки. Если способ определения таких грузов пока не очевиден, то во всяком случае теперь ясно, что ЭВМ с этой задачей справится и читатель без особых хлопот с ее помощью получит значения уравновешивающих грузов.

Одновременно становится ясной также большая практическая ценность информации о ДКВ: она позволяет рассчитать уравновешивающие грузы, не делая пробных пусков, и сэкономить на этом время, трудозатраты и энергоресурсы, расходуемые на балансировку.

Значения ДКВ могут быть определены расчетами математической модели агрегата. Расчетные значения менее достоверны, но для недоступных и плохо доступных плоскостей они являются единственным источником сведений о ДКВ.

ДКВ являются фундаментальными динамическими параметрами агрегата. Для двух одинаковых агрегатов должны быть равны и ДКВ, на

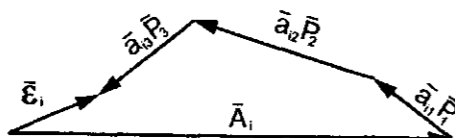


Рис. 5.8. Графическая интерпретация выражения (5.6)

этом основывается использование ДКВ, полученных при экспериментах с пробными грузами на одном агрегате, для балансировки однотипного. К сожалению, существующие малозаметные отклонения в параметрах и свойствах однотипных агрегатов существенно влияют на их динамические характеристики. Фактические значения ДКВ для однотипных агрегатов могут существенно отличаться, даже на одном агрегате ДКВ могут меняться во времени и в зависимости от режима. Это тем не менее не отвергает высокой ценности информации о значениях ДКВ, скрупулезно накапливаемой и обрабатываемой специалистами. Эти значения хранятся в банке ДКВ для разных типов агрегатов и для конкретных агрегатов. Если Вы всерьез взялись за балансировку своего оборудования, Вам придется заниматься архивированием значений ДКВ, оценивать их достоверность, использовать при балансировках; в этой работе Вам помогут специализированные балансировочные базы данных для ПЭВМ (гл. 7).

В связи с изложенным ясно, что ДКВ всегда известны лишь приближенно с разной степенью приближения в зависимости от обстоятельств их определения и использования. Непосредственно для расчетов грузов можно использовать ДКВ, экспериментально определенные на балансируемом агрегате и имеющие разумные отклонения от средних значений по типу. Использование других ДКВ для этих целей связано с риском не получить расчетного снижения вибрации.

Оценка достоверности тех или иных значений ДКВ возникает из опыта их использования при балансировке.

5.1.4. Использование амплитудно-фазочастотных характеристик вибрации при балансировке

Амплитудно-фазочастотная характеристика (АФЧХ) вибрации – зависимость вибрации в рассматриваемой точке от частоты вращения ротора. Важнейшими параметрами АФЧХ являются значения вибрации на критических скоростях вращения (на резонансах), эти значения, как правило, учитываются в балансировочных расчетах наряду со значениями вибрации при номинальной частоте.

АФЧХ позволяет определить общий характер распределения дисбалансов по длине валопровода и наметить плоскости коррекции, в которых установка грузов даст оптимальный эффект (см. гл. 3, п. 1 и гл. 4, п. 5).

Автоматические и автоматизированные измерительные средства позволяют при одном цикле изменения скоростей вращения (например, на выбеге) измерить АФЧХ во многих точках. При ручной записи вибрации удается зафиксировать АФЧХ в одной-двух точках. Это количество можно увеличить за счет вмешательства в режим изменения скоростей вращения, однако это связано с дополнительными затратами (в частности, времени, энергоресурсов) и снижает достоверность получаемых значений.

Во всех случаях при балансировке необходимо снимать АФЧХ по крайней мере в одной из точек на балансируемом роторе. Более подробно использование АФЧХ при балансировке рассмотрено ниже.

5.1.5. Перенос грузов по длине ротора

Перенос грузов по длине ротора осуществляется с целью компенсации распределенного дисбаланса, когда установка грузов в штатные торцевые плоскости коррекции недостаточна для приемлемого снижения вибрации на рабочей и критических частотах вращения. Перенос грузов по длине ротора также может иметь целью освобождение балансировочных пазов от чрезмерных по массе грузов. Переносу грузов предшествуют работы по балансировке с использованием штатных плоскостей.

Имеется несколько случаев переноса, отличающихся характером предшествующих балансировочных работ и целями:

- после балансировки на станке (см. выше);
- при известных значениях двух разных систем грузов в штатных плоскостях, первая из которых компенсирует вибрацию на рабочей, а вторая – на первой критической скоростях вращения, с целью компенсации действия дисбаланса на обеих скоростях одновременно одной системой грузов;
- при известных значениях системы грузов в штатных плоскостях, компенсирующей вибрацию на первой критической скорости вращения, с целью снижения вибрации и улучшения перспектив балансировки на рабочей частоте вращения;
- при известных значениях системы грузов в штатных плоскостях, компенсирующей вибрацию на рабочей частоте, с целью снижения вибрации на первой критической частоте вращения;
- после окончания балансировки или при удовлетворительном состоянии уравновешенности с целью освобождения балансировочных пазов.

Перенос грузов всегда связан с определенными расчетами. Ниже в п. 5.2 рассматриваются расчеты при переносе грузов. Наиболее просто для расчетов при переносах грузов использовать соответствующие программы для ЭВМ.

5.1.6. Нормирование амплитуд

Балансировочные расчеты предполагают нормирование амплитуд вибрации. Поскольку при равных возмущающих силах на податливых подшипниках вибрация больше по амплитуде, чем на жестких, целесообразно ввести для нее понижающий коэффициент, после умножения на который упомянутые значения вибрации становятся соразмерными.

С каждой точкой связывается некоторый коэффициент нормирования таким образом, чтобы все значения вибрации были равноценны при оцен-

ке качества вибрации. Для большинства точек, где имеет место нормальная податливость опор, нормирование не нужно, и коэффициенты нормирования равны единице. Для точек с высокой жесткостью (низкой податливостью) коэффициенты больше единицы (обычно 2 – 3), для точек с чрезмерно высокой податливостью соответственно меньше единицы (0,2 – 0,5). Понижающий коэффициент по той же причине следует ввести и для амплитуд вибрации на критических частотах.

Особо отметим, что, используя коэффициенты нормирования, можно в одном расчете оптимальных уравнивающих грузов учитывать вибрации как на подшипниках, так и на валу, хотя их амплитуды несоизмеримы. Для этого для амплитуд колебаний валов вводится понижающий коэффициент (например, 0,2).

Для коэффициентов нормирования не требуется точность: их можно назначать достаточно произвольно с учетом упомянутых соображений, а во многих случаях можно и отказаться от нормирования. Например, если в расчете используются вибрации только для опор и только для одной скорости вращения, то отказ от нормирования не вносит больших ухудшений в результаты расчетов при всей справедливости соображений о целесообразности нормирования амплитуд.

Коэффициенты вводятся по запросу программы, а в автоматизированных системах – при настройке программы на заданный тип агрегата.

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

5.2. БАЛАНСИРОВКА СИММЕТРИЧНЫХ РОТОРОВ

Симметричными считаются роторы, имеющие конструктивную симметрию относительно средней поперечной плоскости. Особенности балансировки симметричных роторов обусловлены тем, что при любой скорости вращения симметричная система грузов влияет на синфазную вибрацию опор, а кососимметричная – только на противофазную, т. е. симметричная и кососимметричная системы грузов ортогональны.

При балансировке на некоторой частоте вращения синфазную составляющую вибраций опор (полусумму) компенсируют симметричной системой грузов, а противофазную составляющую (полуразность) – кососимметричной системой.

Практически всегда имеют место конструктивные или технологические отклонения от симметрии. Это не препятствует использованию свойств симметричных роторов при балансировке реальных, почти симметричных роторов. Симметричными принято считать роторы турбогенераторов и некоторые двухпоточные роторы паровых турбин, преимущественно роторы цилиндров низкого давления. С существующей асимметрией приходится все же считаться, так как при этом имеет место неболь-

шое влияние симметричных грузов на противофазную вибрацию и наоборот. В связи с этим, например, нежелательно при пробных пусках устанавливать на ротор одновременно две системы пробных грузов: симметричную и кососимметричную.

Процедура балансировки реального симметричного ротора на фиксированной скорости вращения состоит в следующем:

- 1) производят измерение вибрации двух опор в вертикальном и поперечном направлениях, выбирают одно из направлений в качестве расчетного, как правило, это направление с большими амплитудами вибрации;
- 2) проводят пуск с пробной системой симметричных грузов и определяют ее влияние на синфазную составляющую вибрации опор;
- 3) проводят пуск с пробной системой кососимметричных грузов и определяют ее влияние на противофазную вибрацию опор;
- 4) компенсируют синфазную и противофазную вибрации системами симметричных и кососимметричных грузов в соответствии с п. 5.1.2.

Пример.

На подшипниках турбогенератора при 3000 об/мин в вертикальном направлении произведены замеры вибрации. Значения вибрации со стороны 1 составляют $\bar{A}_{10} = 70 \text{ мкм} \angle 100^\circ$, а со стороны 2 составляют $\bar{A}_{20} = 80 \text{ мкм} \angle 220^\circ$. Считаем ротор генератора симметричным.

Находим синфазную и противофазную составляющие вибрации (все графические построения приводятся на рис. 5.9):

$$\bar{A}_{с0} = \frac{\bar{A}_{10} + \bar{A}_{20}}{2} = \frac{70 \angle 100 + 80 \angle 220}{2} = 38 \angle 167;$$

$$\bar{A}_{п0} = \frac{\bar{A}_{10} - \bar{A}_{20}}{2} = \frac{70 \angle 100 - 80 \angle 220}{2} = 65 \angle 69.$$

Для балансируемого ротора известны приближенные значения динамических коэффициентов влияния (ДКВ): симметричных грузов на синфазную вибрацию $\bar{a}_{сс} = 20 \text{ мкм/кг} \angle 50^\circ$ и кососимметричных грузов на противофазную вибрацию $\bar{a}_{пк} = 80 \text{ мкм/кг} \angle 150^\circ$.

Определим пробные системы симметричных $\bar{P}_{пр}^с$ и кососимметричных $\bar{P}_{пр}^{кс}$ грузов:

$$\bar{P}_{пр}^с = -\frac{\bar{A}_{с0}}{\bar{a}_{сс}} = -\frac{38 \angle 167}{20 \angle 50} = 1,9 \angle 297 = 2 \text{ кг} \angle 300^\circ;$$

$$\bar{P}_{пр}^{кс} = -\frac{\bar{A}_{п0}}{\bar{a}_{пк}} = -\frac{65 \angle 69}{80 \angle 150} = 0,812 \angle 99 = 0,8 \text{ кг} \angle 100^\circ.$$

Устанавливаем пробную систему $\bar{P}_{пр}^с = 2 \text{ кг} \angle 300^\circ$ и производим первый пробный пуск. При пуске обнаружены вибрации соответственно $\bar{A}_{11} = 50 \text{ мкм} \angle 60^\circ$ и $\bar{A}_{21} = 80 \text{ мкм} \angle 260^\circ$.

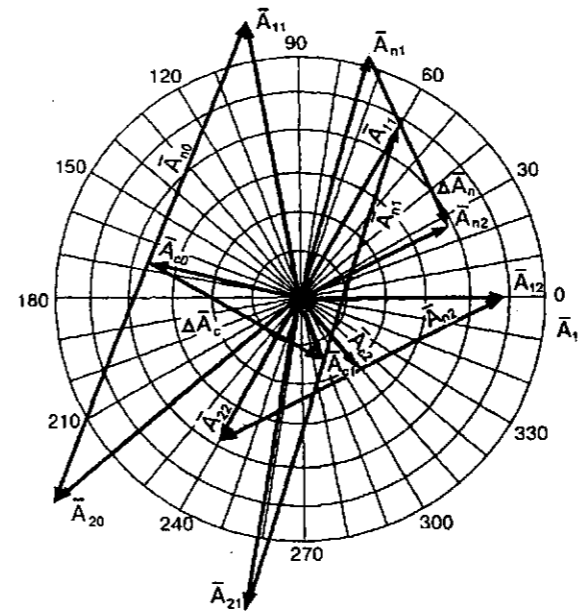


Рис. 5.9. Графические построения при балансировке симметричного ротора

Определим значения $\bar{A}_{с1}$ и $\bar{A}_{п1}$:

$$\bar{A}_{с1} = \frac{\bar{A}_{11} + \bar{A}_{21}}{2} = \frac{50 \angle 60 + 80 \angle 260}{2} = 17 \angle 290;$$

$$\bar{A}_{п1} = \frac{\bar{A}_{11} - \bar{A}_{21}}{2} = \frac{50 \angle 60 - 80 \angle 260}{2} = 64 \angle 74.$$

Устанавливаем пробную систему кососимметричных грузов $\bar{P}_{пр}^{кс} = 0,8 \text{ кг} \angle 100^\circ$, т. е. со стороны 1 груз $0,8 \text{ кг} \angle 100^\circ$, а со стороны 2 груз $0,8 \text{ кг} \angle 280^\circ$.

Производим второй пробный пуск. При пуске обнаружены вибрации $\bar{A}_{12} = 50 \text{ мкм} \angle 0^\circ$ и $\bar{A}_{22} = 40 \text{ мкм} \angle 240^\circ$.

Определяем значение $\bar{A}_{п2}$:

$$\bar{A}_{п2} = \frac{\bar{A}_{12} - \bar{A}_{22}}{2} = \frac{50 \angle 0 - 40 \angle 240}{2} = 40 \angle 26.$$

Находим влияние симметричных грузов на синфазную ибращию $\Delta \bar{A}_{с}$ и кососимметричных грузов на противофазную $\Delta \bar{A}_{п}$:

$$\Delta \bar{A}_{с} = \bar{A}_{с1} - \bar{A}_{с0} = 17 \angle 290 - 38 \angle 167 = 51 \angle 328;$$

$$\Delta \bar{A}_{п} = \bar{A}_{п2} - \bar{A}_{п1} = 40 \angle 26 - 64 \angle 74 = 47 \angle 293.$$

Определяем уточненные значения ДКВ симметричных \bar{a}_{cc} и кососимметричных $\bar{a}_{нк}$ грузов:

$$\bar{a}_{cc} = \frac{\Delta \bar{A}_c}{\bar{P}_{пр}^c} = \frac{51 \angle 328}{2 \angle 300} = 25,5 \angle 28;$$

$$\bar{a}_{нк} = \frac{\Delta \bar{A}_к}{\bar{P}_{пр}^{кc}} = \frac{47 \angle 297}{0,8 \angle 100} = 59 \angle 197.$$

Находим уравновешивающие системы грузов:

$$\bar{P}_{ур}^c = -\frac{\bar{A}_{co}}{\bar{a}_{cc}} = -\frac{38 \angle 167}{25,5 \angle 28} = 1,5 \angle 319^\circ;$$

$$\bar{P}_{ур}^{кc} = -\frac{\bar{A}_{по}}{\bar{a}_{нк}} = -\frac{65 \angle 69}{59 \angle 197} = 1,1 \angle 52^\circ.$$

Устанавливаем уравновешивающие грузы: со стороны 1 грузы 1,5 кг $\angle 319^\circ$ и 1,1 кг $\angle 52^\circ$, а со стороны 2 грузы 1,5 кг $\angle 319^\circ$ и 1,1 кг $\angle 232^\circ$. Производим контрольный пуск. При пуске обнаружены вибрации $\bar{A}_1 = 15$ мкм, $\bar{A}_2 = 20$ мкм. Балансировку считаем законченной.

При малых значениях синфазной составляющей вибрации достаточно ограничиться балансировкой только кососимметричными грузами, а при малых значениях противофазной – соответственно системой симметричных грузов.

Для большинства энергетических роторов при 3000 об/мин влияние симметричных грузов несоизмеримо ниже, чем кососимметричных. Небольшое отличие в установке двух массивных симметричных грузов может привести к внесению существенного кососимметричного дисбаланса и изменению противофазной вибрации, не связанному с какой-либо асимметрией ротора. Чтобы избежать этого, следует с особой тщательностью соблюсти идентичность по массе, радиусу и углу установки двух симметричных грузов. Иногда поэтому целесообразно вначале полностью закончить балансировку симметричными грузами и лишь потом продолжить балансировку кососимметричными.

Как было сказано выше, балансировка гибкого ротора должна проводиться не только на номинальной частоте вращения, но и на критической. На вибрацию опор при первой критической частоте существенно влияют лишь симметричные грузы, так как при этом преобладает синфазная вибрация опор. Балансировка ротора на первой критической частоте производится только симметричной системой грузов.

Может оказаться, что при балансировке симметричными грузами условие уравновешенности ротора на рабочей и критической частотах вращения одновременно не удовлетворяется. При этом невозможно достичь приемлемого уровня вибрации на рабочей и критической частотах. Ясно,

что, используя две штатные плоскости коррекции, мы имеем возможность оперировать лишь одной системой симметричных грузов, в то время как для достижения цели балансировки необходимо иметь их по крайней мере две. В таких случаях необходимо перенести балансировочные грузы в другие плоскости по длине ротора и распределить их таким образом, чтобы одновременно удовлетворились условия уравновешенности как на рабочей, так и на критической частотах вращения.

Переносу грузов должна предшествовать балансировка ротора симметричными грузами отдельно на рабочей и критической частотах, при которой должны быть определены соответственно две уравновешивающие системы грузов \bar{P}_p (на рабочей частоте) и $\bar{P}_к$ (на критической частоте).

Для переноса грузов могут быть использованы кривые зависимости балансировочных ДКВ от места расположения грузов по длине ротора (рис. 5.10).

Представленные графики построены по результатам специальных расчетов для гибких роторов. Пользуясь графиками, можно определить ДКВ для систем грузов в любых плоскостях, если известны ДКВ для любой пары симметрично расположенных плоскостей (например, для штатных плоскостей коррекции). Для этого достаточно принять к сведению, что при равном радиусе установки грузов значения ДКВ пропорциональны ординатам представленных кривых.

Приводимые ниже расчеты достаточно трудоемки, в связи с чем для их выполнения предпочтительнее пользоваться специальной программой для ПЭВМ.

Рассмотрим перенос грузов на роторах генераторов.

Пазовая часть ротора генератора разбивается по длине на три части или на ней выделяются зоны: одна – посередине, две – симметрично по краям (рис. 5.11). Крайние зоны используются для установки системы симметричных грузов \bar{P}_1 , а середина – для \bar{P}_2 .

Используя графики на рис. 5.10, определяем относительные ДКВ систем грузов \bar{P}_1 и \bar{P}_2 на рабочей и критической частотах, системы \bar{P}_p на рабочей и системы $\bar{P}_к$ на критической частотах. Для распределенных по длине грузов эти ДКВ находятся как среднеарифметическое из нескольких, взятых равномерно по длине грузов.

Для первой критической частоты обозначим их $a_{11}, a_{12}, a_{1к}$ (для систем грузов \bar{P}_1, \bar{P}_2 и $\bar{P}_к$), а для рабочей частоты – a_{21}, a_{22}, a_{2p} (для систем

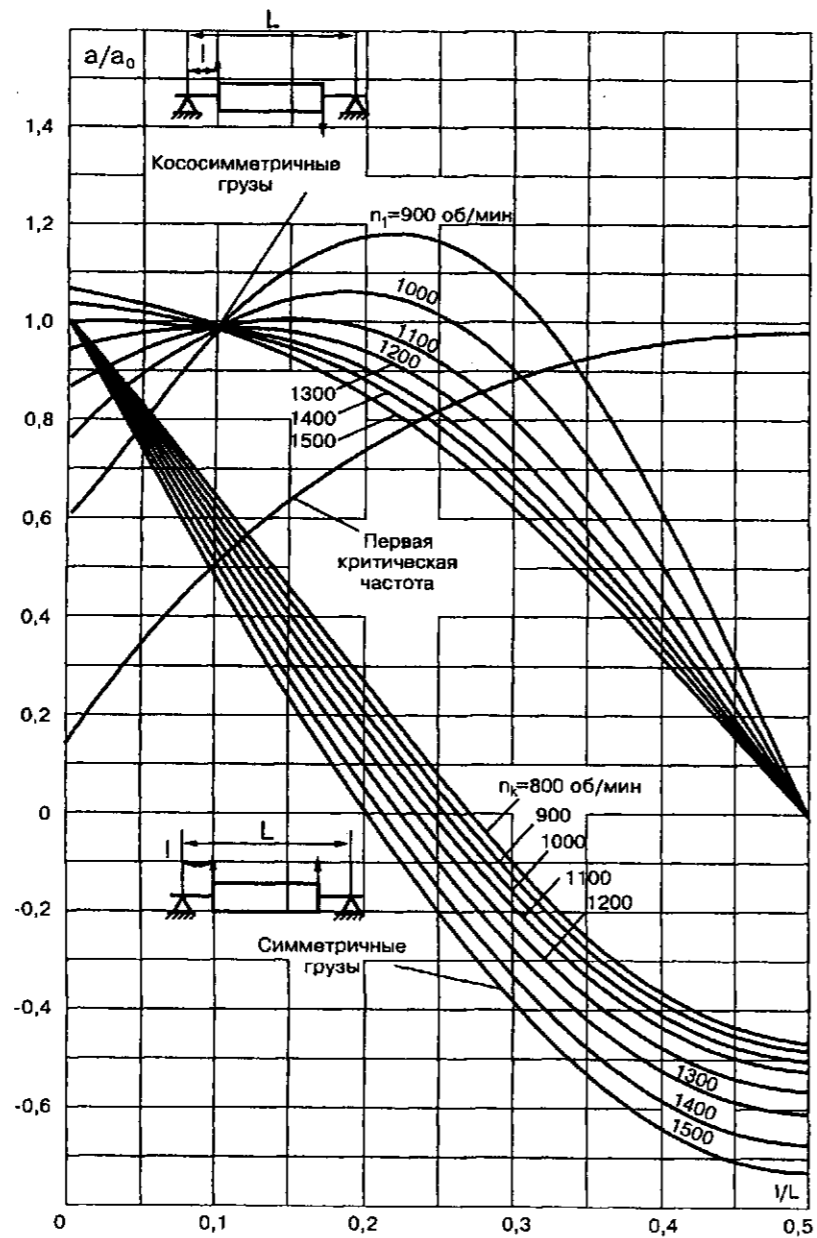


Рис. 5.10. Распределение относительных значений ДКВ по длине ротора для частоты вращения 3000 об/мин; $\omega_{1к}$ – первая критическая частота; a/a_0 – относительные ДКВ; l/L – относительная координата плоскости коррекции

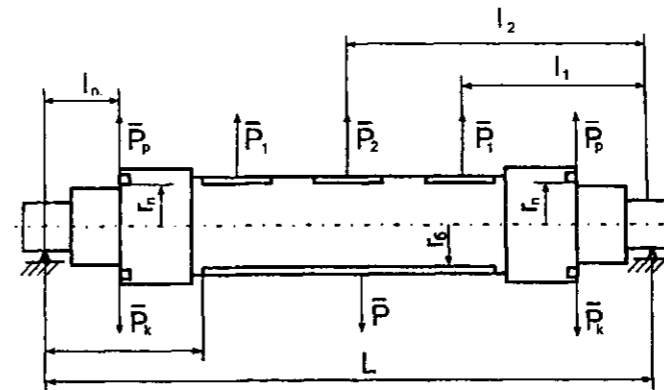


Рис. 5.11. Перенос грузов по длине ротора

грузов \bar{P}_1 , \bar{P}_2 и \bar{P}_p). Грузы \bar{P}_1 и \bar{P}_2 находятся из выражений

$$\left. \begin{aligned} \bar{P}_1 &= \frac{r_n}{r_6} \left(\frac{\bar{P}_k a_{1к} a_{22} - \bar{P}_p a_{2р} a_{12}}{a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}} \right), \\ \bar{P}_2 &= 2 \frac{r_n}{r_6} \left(\frac{\bar{P}_p a_{2р} a_{11} - \bar{P}_k a_{1к} a_{21}}{a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}} \right), \end{aligned} \right\} \quad (5.7)$$

где r_6 – радиус бочки ротора; r_n – радиус балансировочных пазов ротора.

Отметим, что для переноса грузов могут быть использованы две любые симметрично расположенные пары плоскостей коррекции или участков ротора, в том числе и штатные.

Пример.

Имеем ротор со следующими параметрами: $n_{1к}=1100$ об/мин; $n_p=3000$ об/мин; $L=9000$ мм; $l_n=900$ мм; $r_n=300$ мм; $r_6=500$ мм.

При балансировке на критической частоте уравновешивающая система симметричных грузов $\bar{P}_k=5$ кг $\angle 30^\circ$, при балансировке на рабочей частоте $\bar{P}_p=2$ кг $\angle 220^\circ$.

Выделим на бочке ротора зоны для переноса грузов с размерами $l_1=3000$ мм; $b_1=1000$ мм; $l_2=4500$ мм; $b_2=1000$ мм (b_1 и b_2 – длины выбранных зон).

По графикам (см. рис. 5.10) находим относительные ДКВ:

$$\begin{aligned} a_{1к} &= 0,52; a_{11} = \frac{0,87 + 0,91 + 0,94}{3} = 0,91; \\ a_{12} &= \frac{1,00 + 2 \cdot 0,99}{3} = 0,99; \\ a_{2р} &= 0,58; a_{21} = \frac{-0,16 - 0,27 - 0,36}{3} = -0,26; \\ a_{22} &= \frac{-0,51 - 2 \cdot 0,50}{3} = -0,50. \end{aligned}$$

Находим уравновешивающие грузы:

$$\begin{aligned}\bar{P}_1 &= \frac{300}{500} \frac{5 \angle 30 \cdot 0,52(-0,50) - 2 \angle 220 \cdot 0,58 \cdot 0,99}{0,91(-0,50) - 0,99(-0,26)} = \\ &= 0,6 \frac{-1,30 \angle 30 - 1,15 \angle 220}{-0,197} = 0,6 \frac{0,26 \angle 340}{0,197} = 0,79 \angle 340; \\ \bar{P}_2 &= 2 \frac{300}{500} \frac{2 \angle 220 \cdot 0,58 \cdot 0,91 - 5 \angle 30 \cdot 0,52(-0,26)}{-0,197} = \\ &= 1,2 \frac{1,055 \angle 220 + 0,675 \angle 30}{-0,197} = 1,2 \frac{0,42 \angle 235}{-0,197} = 2,56 \angle 55.\end{aligned}$$

Таким образом, в крайние зоны необходимо установить грузы по 0,79 кг на 340°, а в среднюю – груз 2,56 кг на 55°.

Как видно из графиков (см. рис. 5.10), на роторах имеются плоскости, в которых установка симметричных грузов на рабочей частоте вращения не вызывает вибрации (относительные ДКВ равны нулю).

Это явление впервые теоретически и экспериментально обосновано И. С. Лисицыным [37]. Плоскости, в которых устанавливаемые грузы не влияют на вибрацию, названы им нечувствительными.

В ряде случаев нечувствительные плоскости совпадают со штатными плоскостями коррекции, при этом отбалансировать ротор на рабочей частоте не удается, если имеет место повышенная синфазная вибрация опор.

Для таких роторов рекомендуется произвести балансировку на критической частоте симметричными грузами \bar{P}_k в штатных плоскостях коррекции, а затем распределить уравновешивающие грузы равномерно по длине, используя формулу

$$\bar{P} = 2 \bar{P}_k \frac{r_n a_k}{r_6 a}, \quad (5.8)$$

где \bar{P} – распределенные грузы; a – их средний ДКВ на критической частоте по графикам относительных ДКВ (см. рис. 5.10); a_k – то же для заменяемых грузов \bar{P}_k .

Иногда роторы с нечувствительными плоскостями удается отбалансировать установкой дополнительного балансировочного груза на полумуфте. Способы балансировки с использованием плоскостей муфт и других произвольно расположенных плоскостей коррекции рассматриваются ниже.

5.3. БАЛАНСИРОВКА МНОГООПОРНЫХ ВАЛОПРОВОДОВ

В п. 5.1.3 и 5.1.6 описаны основные представления о компенсации дисбаланса в нескольких точках путем установки корректирующих масс в несколько плоскостей. Эти представления лежат в основе определения оптимальной системы корректирующих масс для многоопорных

валопроводов методом коэффициентов влияния. Суть метода состоит в минимизации значений остаточной вибрации ϵ_i в l точках путем установки балансировочных грузов в K плоскостей коррекции, которые определяются по формуле (5.6). Ниже рассматриваются некоторые подробности расчетных алгоритмов, применяемых при ручных и машинных вычислениях.

Поскольку обычно количество плоскостей коррекции меньше, чем количество точек контроля вибрации, то до нуля скомпенсировать все значения вибрации невозможно даже теоретически. Существующие способы расчета уравновешивающих грузов ставят целью снижение расчетных значений ϵ_i до достижимого минимума.

Простейший способ определения уравновешивающих грузов [60] состоит в следующем: компенсируют наибольшие из значений вибраций \bar{A}_i балансировочным грузом \bar{P}_k , для которого ДКВ \bar{a}_{ik} наибольший, затем определяют остаточные вибрации ϵ_i для других точек i . После этого процедуру повторяют для остаточных значений ϵ_i как для исходных вибраций. После нескольких повторений, когда расчетные остаточные значения вибрации по амплитуде станут достаточно низкими, все используемые в расчете грузы образуют совокупность уравновешивающих грузов. Этот способ нагляден, но при кажущейся простоте связан с длительными расчетами и не гарантирует наилучших результатов балансировки.

Для расчетов при балансировках с использованием одновременно трех и более грузов необходимо применение ЭВМ.

Во многих случаях повышенная вибрация на турбоагрегате наблюдается в двух-трех точках, при этом ее значения не более чем вдвое превышают допустимую норму. Тогда удается отбалансировать агрегат установкой балансировочных грузов в одну-две плоскости коррекции.

Как было отмечено выше, при балансировке симметричных роторов во многих случаях ограничиваются установкой одной системы грузов [58].

При балансировке консольных участков роторов генераторов (иногда ее называют балансировкой контактных колец), устанавливая один груз в плоскость на конце ротора, одновременно компенсируют колебания контактных колец как в вертикальном, так и в поперечном направлениях. Аналогичная задача решается при балансировке валопровода с повышенной вибрацией на двух соседних подшипниках, когда уравновешивающий груз приходится устанавливать между ними в плоскость соединительной муфты. Суть расчета состоит в том, чтобы наилучшим образом удовлетворить условия минимума вибрации в двух точках. Расчетный груз обеспечивает равные и минимальные значения остаточных амплитуд вибраций.

Последовательность компенсации вибрации в двух точках установкой одного балансировочного груза проиллюстрируем примером.

Пример.

Рассмотрим балансировку консольного участка вала турбоагрегата мощностью 300 МВт.

До балансировки вибрация конца вала в вертикальном и поперечном направлениях составляла соответственно $\bar{A}_{10} = A_{10} \angle \varphi_{10} = 880 \text{ мкм} \angle 200^\circ$; $\bar{A}_{20} = A_{20} \angle \varphi_{20} = 300 \text{ мкм} \angle 180^\circ$. Установлен пробный груз $\bar{P}_{пр} = 1,8 \text{ кг} \angle 70^\circ$, при этом вибрация приняла значения: $\bar{A}_{11} = 890 \text{ мкм} \angle 133^\circ$ и $\bar{A}_{21} = 250 \text{ мкм} \angle 75^\circ$.

Определяем значения ДКВ:

$$\bar{a}_1 = a_1 \angle \beta_1 = \frac{\bar{A}_{11} - \bar{A}_{10}}{\bar{P}_{пр}} = \frac{890 \angle 133^\circ - 880 \angle 200^\circ}{1,8 \angle 70^\circ} = 543 \angle 7^\circ,$$

$$\bar{a}_2 = a_2 \angle \beta_2 = \frac{\bar{A}_{21} - \bar{A}_{20}}{\bar{P}_{пр}} = \frac{250 \angle 75^\circ - 300 \angle 180^\circ}{1,8 \angle 70^\circ} = 243 \angle 324^\circ.$$

Находим оптимальный груз

$$\bar{P}_{опт} = - \frac{A_{10} \angle (\varphi_{10} - \beta_1) + A_{20} \angle (\varphi_{20} - \beta_2)}{a_1 + a_2} = - \frac{880 \angle (200^\circ - 7^\circ) + 300 \angle (180^\circ - 324^\circ)}{543 + 243} = 1,48 \angle 19^\circ.$$

Определим расчетную остаточную вибрацию

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = |\bar{A}_{10} + \bar{P}_{опт} \bar{a}_1| = 880 \angle 200^\circ + 1,48 \angle 19^\circ \cdot 543 \angle 7^\circ = 115 \text{ мкм}.$$

Дальнейшее снижение вибрации установкой груза только на консольном участке невозможно.

Много приложений имеет решение задачи компенсации вибрации в двух точках \bar{A}_1 и \bar{A}_2 установкой двух балансировочных грузов \bar{P}_1 и \bar{P}_2 : балансировка ротора кососимметричными грузами и грузом на муфте, балансировка валопровода установкой двух грузов и др.

Уравновешивающие грузы находятся из системы уравнений, которая для нашего случая может быть записана в виде:

$$\left. \begin{aligned} \bar{a}_{11} \bar{P}_1 + \bar{a}_{12} \bar{P}_2 &= -\bar{A}_1; \\ \bar{a}_{21} \bar{P}_1 + \bar{a}_{22} \bar{P}_2 &= -\bar{A}_2 \end{aligned} \right\} \quad (5.9)$$

Решая эту систему, определяем \bar{P}_1 и \bar{P}_2 :

$$\left. \begin{aligned} \bar{P}_1 &= \frac{\bar{A}_2 \bar{a}_{12} - \bar{A}_1 \bar{a}_{22}}{\bar{D}}, \\ \bar{P}_2 &= \frac{\bar{A}_1 \bar{a}_{21} - \bar{A}_2 \bar{a}_{11}}{\bar{D}}, \\ \bar{D} &= \bar{a}_{11} \bar{a}_{22} - \bar{a}_{12} \bar{a}_{21}. \end{aligned} \right\} \quad (5.10)$$

Пример.

Рассмотрим, как выполнить балансировку ротора при номинальной частоте вращения вала, имеющего нечувствительные плоскости, кососимметричной системой грузов \bar{P}_1 и грузом на муфте \bar{P}_2 .

Исходные вибрации опор: $\bar{A}_1 = 80 \text{ мкм} \angle 50^\circ$, $\bar{A}_2 = 50 \text{ мкм} \angle 150^\circ$; ДКВ кососимметричных грузов $\bar{a}_{11} = 70 \text{ мкм/кг} \angle 140^\circ$, $\bar{a}_{21} = 80 \text{ мкм/кг} \angle 315^\circ$, груза на муфте $\bar{a}_{12} = 50 \text{ мкм/кг} \angle 90^\circ$, $\bar{a}_{22} = 30 \text{ мкм/кг} \angle 0^\circ$.

Производим расчет уравновешивающих грузов:

$$\bar{D} = 70 \angle 140^\circ \cdot 30 \angle 0^\circ - 50 \angle 90^\circ \cdot 80 \angle 315^\circ = 4700 \angle 200^\circ;$$

$$\bar{P}_1 = \frac{50 \angle 150^\circ \cdot 50 \angle 90^\circ - 80 \angle 150^\circ \cdot 30 \angle 0^\circ}{4700 \angle 200^\circ} = \frac{49 \angle 235^\circ}{47 \angle 200^\circ} = 1,04 \angle 35^\circ;$$

$$\bar{P}_2 = \frac{80 \angle 50^\circ \cdot 80 \angle 315^\circ - 50 \angle 150^\circ \cdot 70 \angle 140^\circ}{4700 \angle 200^\circ} = 1,36 \angle 197^\circ.$$

Производим проверку расчета:

$$\bar{\varepsilon}_1 = \bar{A}_1 + \bar{a}_{11} \bar{P}_1 + \bar{a}_{12} \bar{P}_2 = 80 \angle 50^\circ + 70 \angle 140^\circ \cdot 1,04 \angle 35^\circ + 50 \angle 90^\circ \cdot 1,36 \angle 197^\circ = 80 \angle 50^\circ + 73 \angle 175^\circ + 68 \angle 287^\circ \approx 0;$$

$$\bar{\varepsilon}_2 = \bar{A}_2 + \bar{a}_{21} \bar{P}_1 + \bar{a}_{22} \bar{P}_2 = 50 \angle 150^\circ + 80 \angle 315^\circ \cdot 1,04 \angle 35^\circ + 30 \angle 0^\circ \cdot 1,36 \angle 197^\circ = 50 \angle 150^\circ + 83 \angle 350^\circ + 31 \angle 197^\circ \approx 0.$$

Таким образом, на ротор следует установить кососимметрично со стороны 1 груз 1,04 кг $\angle 35^\circ$ и со стороны 2 груз 1,04 кг $\angle 215^\circ$, а также груз на муфту 1,36 кг $\angle 197^\circ$.

В принципе решение системы уравнений (5.9) может быть распространено на любое количество грузов [16], однако балансировщики обычно отказываются от таких расчетов из-за большого объема вычислений.

Необходимо отметить особо, что в некоторых случаях при определенных соотношениях ДКВ решение уравнений (5.9) не имеет смысла из-за чрезмерных погрешностей расчета, в таких случаях принято говорить о плохой обусловленности системы уравнений (матрицы ДКВ). Машинные алгоритмы позволяют легко справиться с этой проблемой (см. ниже). Чтобы избежать связанных с этим ошибок при ручных вычислениях, следует использовать только такие решения, в которых найденные значения уравновешивающих грузов соизмеримы по массе с пробными грузами, использовавшимися для определения ДКВ. Можно считать приемлемыми массы уравновешивающих грузов, не превосходящие двойной массы соответствующих пробных грузов.

Наилучшие результаты расчетов во всех случаях, кроме простейших, могут быть получены с применением электронных цифровых вычислительных машин. В настоящее время они настолько доступны, что ручные вычисления при балансировке теряют актуальность.

Рассмотрим, не вдаваясь в детали, основные особенности наиболее распространенных балансировочных алгоритмов.

Расчеты ДКВ производятся по тем же формулам, что и при ручных вычислениях (5.4).

Для определения корректирующих масс используется минимизация соответствующим образом сформулированной функции остаточных значений вибрации $\Phi(\epsilon_i)$. Наиболее простое решение получается в случае, когда минимизируют сумму квадратов ϵ_i :

$$\Phi_1(\epsilon_i) = \sum_i \epsilon_i^2. \quad (5.11)$$

Необходимость защиты решения при плохой обусловленности матрицы ДКВ (см. выше) требует учета погрешностей, при этом в функцию $\Phi(\epsilon_i)$ необходимо добавить погрешности $\Delta\epsilon_i$ определения ϵ_i :

$$\Phi_2(\epsilon_i) = \sum_i (\epsilon_i^2 + \Delta\epsilon_i^2). \quad (5.12)$$

Используя (5.6) и (5.12), с помощью метода наименьших квадратов получаем систему линейных уравнений, из которых непосредственно вычисляются оптимальные корректирующие массы. В матричном виде эта система и ее решение выглядят так:

$$\left. \begin{aligned} (aa^T + D)P &= -a^T A, \\ P &= -(aa^T + D)^{-1} a^T A, \end{aligned} \right\} \quad (5.13)$$

где a – матрица значений ДКВ \bar{a}_{ik} , записанная в алгебраической форме и состоящая из значений проекций a_{ikx} и a_{iky} на оси x и y , a^T – транспонированная матрица a , D – диагональная матрица погрешностей ДКВ, A – матрица исходной вибрации \bar{A}_i , состоящая из значений A_{ix} и A_{iy} , P – искомая матрица корректирующих масс P_k , состоящая из значений P_{kx} и P_{ky} , при этом $i = 1, 2, \dots, I$ – номера точек контроля вибрации, $k = 1, 2, \dots, K$ – номера плоскостей коррекции и $I \leq K$.

Не будем приводить подробное описание матриц: при желании читатель найдет его, например, в трудах автора книги [19, 38].

Важнейшее достоинство этого алгоритма состоит в том, что матрица погрешностей D обеспечивает устойчивость решения и приемлемые погрешности результатов расчета при недостаточно обусловленной и даже при вырожденной матрице ДКВ.

Иногда минимум суммы квадратов ϵ_i не является оптимальным, поскольку не исключает наряду с весьма малыми расчетными ϵ_i несоразмерно больших. Дальнейшее улучшение решения при необходимости

производится итерационным способом путем выравнивания ϵ_i , при этом может быть достигнуто условие минимакса, когда максимальное из расчетных ϵ_i равно возможному минимуму. Это последнее условие не исключает такой недопустимой ситуации, когда в процессе итераций при весьма незначительном снижении максимального значения существенно вырастут остальные. Чтобы этого не произошло, предложено остановить итерационный процесс, если будет нарушено условие минимума функции $\Phi_3(\epsilon_i)$, представляющей сумму среднеквадратического и максимального значений расчетных остаточных вибраций:

$$\Phi_3(\epsilon_i) = \epsilon_{\text{ср}} + \epsilon_{\text{max}} = \min. \quad (5.14)$$

Описанный алгоритм составляет основу балансировочных программ, в которых реализуются и другие многообразные функции, необходимые при балансировке: выбор оптимальных сочетаний плоскостей коррекции, ограничение масс балансировочных грузов, нормирование амплитуд, корректировка ДКВ, определение скрытых нечувствительных пар плоскостей и целый ряд специальных сервисных функций. В состав пакета программ, обеспечивающих балансировку, входит также банк данных по ДКВ, обеспечивающий, в частности, осреднение однотипных значений.

Особо отметим выбор оптимальных сочетаний плоскостей коррекции. Алгоритм такого выбора в последнее время претерпел существенные изменения. Быстродействия самых современных вычислительных машин недостаточно, чтобы выбрать оптимальные сочетания плоскостей методом прямого перебора, если их общее количество превышает 10. На крупных валопроводах число плоскостей коррекции может быть больше 20, в связи с чем используются более рациональные алгоритмы. Современная программа сохраняет и визуализирует все сочетания плоскостей, которые могут быть использованы для установки корректирующих масс. При этом отбрасываются те сочетания, которые дают заведомо неприемлемый результат, а также те, в которых используется избыточное количество плоскостей коррекции. Общее количество выбранных сочетаний может быть достаточно большим, рациональный интерфейс предъявления результатов позволяет пользователю быстро найти нужное сочетание в зависимости от технологической обстановки.

Программное обеспечение балансировочных работ постоянно совершенствуется, однако уже в настоящее время представляет собой весьма совершенный инструмент. Необходимо тем не менее учесть, что ни одна программа не в состоянии разобраться с технологическими проблемами, о которых речь пойдет в следующих пунктах этой главы. Специалист по балансировке решает самые сложные и принципиальные вопросы балан-

сировки машин, пользуясь расчетами на ЭВМ в основном лишь для облегчения своей работы.

Описанная методика балансировки многоопорных валопроводов в полной мере применима к балансировке одного ротора и может использоваться при балансировке роторов в РБС. Если при этом матрица исходной вибрации A включает кроме значений вибрации в диапазоне высоких скоростей вращения также и значения вибрации на низкой скорости с достаточными коэффициентами нормирования, то в результате такой балансировки можно обеспечить условия равновесия на станке. О целесообразности такой балансировки сказано выше (см. п. 4.2).

5.4. ТАКТИКА БАЛАНСИРОВКИ

Далеко не всегда можно предложить детерминированную технологию балансировки: в большинстве случаев имеются разные пути достижения цели. Каждый специалист выбирает свою последовательность действий, ориентируясь на собственный опыт, знания, на этот выбор влияют также характер и темперамент специалиста. Не все пути равноценны, хотя все они приведут к сопоставимым результатам: разница окажется в затратах времени и средств, в количестве балансировочных пусков. Среди балансировщиков не очень много таких, которые в сложных случаях выбирают оптимальную тактику, обеспечивающую наименьшие затраты при наилучшем результате. Мы не в состоянии предугадать все обстоятельства, которые могут возникнуть при балансировке на месте, но постараемся представить основные соображения, которые определяют оптимальную тактику балансировки при наличии альтернативы.

Тактика балансировки – это выбор оптимального решения в основном при следующих альтернативах:

- проводить процедуру пробных пусков или рассчитать уравновешивающие грузы в нескольких плоскостях по известным ДКВ ?
- какую из доступных плоскостей коррекции выбрать для установки пробного груза ?
- какие из доступных плоскостей коррекции выбрать для установки уравновешивающих грузов ?
- можно ли обойтись доступными плоскостями коррекции или необходимо переносить грузы в другие плоскости, не слишком ли велика цена возможности снизить вибрацию путем разборки агрегата с целью переноса грузов ?
- перенос грузов предрешен, какие перед этим выполнить работы по балансировке: только на критической скорости вращения или только на рабочей, или на обеих выбранных скоростях ? делать при этом балансировочные пуски или достаточно рассчитать корректирующие массы ?

– при балансировочных пусках получают непонятные, неожиданные или нерасчетные изменения вибрации, что делать ?

Если не рассматривать субъективные обстоятельства, то выбор решения определяется технологической ситуацией (доступностью плоскостей коррекции, возможным количеством пусков и др.), состоянием неуравновешенности валопровода, особыми динамическими свойствами агрегата и наличием данных по ДКВ. После каждого пуска дальнейшие действия уточняются.

Этот раздел содержит важнейшие сведения и рекомендации, предназначенные для того, чтобы в разнообразных условиях обеспечить успех балансировки.

5.4.1. Пробные пуски или пуск с корректирующими массами ?

После измерений вибрации (при нулевом пуске) и решении вопроса о необходимости балансировки следует выбрать один из двух вариантов: выполнить процедуру пробных пусков с последующим расчетом корректирующих масс либо попытаться уравновесить ротор сразу, рассчитав корректирующие массы по известным значениям ДКВ.

Процедура пробных пусков связана с существенными затратами, но расчет грузов по известным значениям ДКВ связан с риском не получить нужного результата и после одного или нескольких бесполезных пусков вернуться к процедуре пробных пусков. Ниже рассматриваются возможные варианты и компромиссы при принятии решения.

Решающее правило:

Если известны надежные значения ДКВ, то процедура пробных пусков не нужна и можно уверенно определить уравновешивающие грузы. Не беда, если при первом пуске с уравновешивающими грузами вибрация снизится недостаточно: специальный расчет позволит скорректировать установленные грузы. Если надежных ДКВ нет, то потребуются процедура пробных пусков.

Здесь следует оговориться, что абсолютно надежных значений ДКВ не бывает, а степень их надежности оценивает специалист, полагаясь в основном на свой опыт и некоторые несложные соображения, которые мы приводим ниже.

ДКВ вполне надежны в следующих случаях:

- на агрегатах данного типа разброс значений ДКВ невелик, значения ДКВ получены осреднением представительного количества экспериментов с пробными грузами на разных однотипных агрегатах и имеется достаточный положительный опыт использования типовых значений ДКВ;
- для балансируемого агрегата имеется представительная выборка значений ДКВ, причем осредненные значения ДКВ успешно использовались в предшествующих балансировках без пробных пусков.

ДКВ не вполне надежны и должны использоваться с осторожностью в следующих случаях:

- для используемых элементов матрицы ДКВ имеется одно-два значения;
- при наличии нескольких значений для каждого из используемых элементов матрицы ДКВ наблюдается большой их разброс;
- отсутствует опыт использования имеющихся значений ДКВ при балансировках без пробных пусков.

При не вполне надежных ДКВ можно решиться на пуск с расчетными уравновешивающими грузами, но при этом учесть следующее:

- вибрация скорее всего окажется больше расчетной и понадобится корректирующий пуск;
- для продолжения балансировки после пуска с установленными грузами скорее всего понадобится специальная балансировочная программа, которая умеет корректировать значения ДКВ в нескольких плоскостях по результатам одного пуска.

Все же по возможности в данном случае следует провести пробные пуски либо ограничиться установкой уравновешивающего груза в единственной плоскости, чтобы, считая его пробным, определить надежные ДКВ для продолжения балансировки, если оно последует.

ДКВ не надежны и могут использоваться в основном для определения величины пробных грузов (см. ниже) в следующих случаях:

- имеются только типовые значения ДКВ, для балансируемого агрегата значений ДКВ и опыта балансировок нет;
- значения ДКВ получены со стороны, что в отсутствие стандартных требований к измерению фазовых поправок чревато большими ошибками.

5.4.2. От пробных пусков отказались

Если значения ДКВ вполне достоверны, то следует установить на ротор грузы в соответствии с расчетом. Если расчетные значения вибрации не достигнуты, то для следующего пуска грузы рассчитайте с корректировкой ДКВ.

Поскольку даже вполне достоверные значения ДКВ могут существенно отличаться от действующих в момент балансировки, предусматривайте возможную необходимость корректировочных пусков и отдавайте предпочтение вариантам с меньшим числом плоскостей установки грузов. Не исключайте возможность проведения дополнительных пробных пусков для уточнения значений ДКВ.

Если после попыток балансировки по используемым ДКВ Вы убедились в необходимости определения более достоверных их значений и перешли к процедуре пробных пусков, то полезно проведенные перед этим

пуски рассматривать как пробные для установленных систем грузов: это позволит сократить общее количество пусков при текущей балансировке. Каждую из установленных систем при этом следует рассматривать как одну плоскость, а расчетное значение груза отнести ко всем плоскостям в этой системе (например, как для симметричных и кососимметричных грузов). Некоторые вычислительные трудности окупаются сокращением времени балансировки. Вам, однако, не следует прибегать к этой рекомендации, если Вы не вполне уверены в правильности выполняемых Вами вычислений.

Не исключено, что после установки расчетных грузов вибрация повысилась. Не падайте духом, проанализируйте ситуацию.

Возможные причины:

- увеличение вибрации произошло в соответствии с расчетным прогнозом вследствие установки грузов;
- фактические значения ДКВ существенно отличаются от использованных в расчете;
- при останове произошли изменения состояния роторов.

Первая причина комментариев не требует. Для определения второй и третьей причин по возможности снимите установленные грузы: если значения вибрации вернулись к первоначальным, то имеет место вторая причина, иначе – третья.

При отличиях ДКВ от использованных в расчете скорректируйте грузы по уточненным значениям ДКВ.

При изменении состояния роторов проанализируйте останов, выполненные работы и последующий пуск. Причины могут быть обусловлены либо выполненными работами, либо воздействием пусковых режимов (задевания, односторонний перегрев, заброс воды и т.п.). Решение примите самостоятельно.

5.4.3. Процедура пробных пусков

Если значения ДКВ недостоверны, то перейдите к пускам с пробными грузами, используя ДКВ для определения значений пробных грузов.

Перед этим полезно выполнить выбор оптимального сочетания плоскостей коррекции для решения задачи уравновешивания по имеющимся значениям ДКВ, для этого Вам понадобится программа, которая умеет это делать. Результат расчета не используется непосредственно для установки множества расчетных грузов, но пробные пуски рекомендуется в первую очередь выполнить для выбранных плоскостей коррекции.

Далее в этом пункте:

- Как определить первоначальные значения пробных грузов ?
- Снятие АФЧХ (амплитудно-фазочастотных характеристик).
- Обеспечьте стабильность вибрации и повторяемость замеров при пробных пусках !

- Изменение вибрации от установки очередного пробного груза должно быть существенным.
- Выберите оптимальную тактику балансировки.

Значения пробных грузов

Вы впервые встретились с балансировкой агрегата этого типа. ДКВ неизвестны, Вам придется для их определения выполнить процедуру пробных пусков в доступных плоскостях по крайней мере на том участке валопровода, где локализуется повышенная вибрация.

Для выбора величины и места установки пробных грузов следует использовать такие правила.

Первую плоскость для установки груза выберите возможно ближе к месту максимальной вибрации с учетом технологических соображений по организации доступа к месту установки.

Массу и угол установки груза определите по формуле

$$\bar{P}_{\text{пр}} = -\frac{\bar{A}}{\bar{a}},$$

где \bar{A} – комплексное значение максимальной вибрации, \bar{a} – комплексное значение соответствующего ДКВ.

Комплексное значение ДКВ используйте из числа известных для агрегата, который ближе всего к балансируемому по мощности и резонансным характеристикам балансируемого ротора. Если есть несколько разных аналогов, используйте наибольшее по модулю из значений ДКВ, это предотвратит установку чрезмерно больших пробных грузов.

Например, $\bar{A} = 50 \text{ мкм} \angle 120^\circ$, $\bar{a} = 80 \text{ мкм} \angle 90^\circ$ соответственно.

$$\bar{P}_{\text{пр}} = -\frac{\bar{A}}{\bar{a}} = -\frac{50 \angle 120^\circ}{80 \angle 90^\circ} = 0,625 \text{ кг} \angle 210^\circ.$$

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

$$P_{\text{пр}} [\text{г}] = \frac{0,2 A [\text{мкм}] M [\text{кг}]}{R [\text{мм}]}, \quad (5.15)$$

где A – максимальная двойная амплитуда оборотной составляющей виброперемещения в вертикальном или поперечном направлении на подшипнике, ближайшем к плоскости установки пробного груза, M – масса ротора, на котором расположена плоскость, R – радиус установки груза.

Угол установки пробного груза α определите по формуле

$$\alpha = F - \Phi + 90^\circ. \quad (5.16)$$

где F – фаза исходной вибрации с учетом фазовой поправки прибора, Φ – угол установки датчика по лимбу.

Снятие АФЧХ

Снятие АФЧХ (амплитудно-фазочастотных характеристик) при развороте ротора необходимо преимущественно для исключения чрезмерной вибрации при пуске неотбалансированного агрегата либо при установке пробного груза, если нет уверенности, что он не вызовет такую вибрацию.

Если достигнуто предельное значение вибрации (ее величина должна быть до балансировки согласована с эксплуатационным персоналом), то дальнейшее повышение частоты вращения следует прекратить. Если вибрация вызвана исходным дисбалансом, то следует начать балансировку на достигнутой частоте и лишь после снижения вибрации продолжить повышение частоты вращения. Если повышение вибрации связано с неудачной установкой пробного груза, то этот груз следует соответственно изменить, а пуск повторить.

Для расчетов следует по возможности использовать АФЧХ при выбеге ротора.

Если позволяют измерительные средства, АФЧХ желательно снимать в вертикальном или поперечном направлении на всех или большей части подшипников агрегата. Во всех случаях АФЧХ необходимо снимать на одном из подшипников ротора в вертикальном (поперечном) направлении, если внутри пролета этого ротора устанавливается пробный груз, при двух пусках: при предшествующем и при пуске с установленным пробным грузом.

Обеспечение качества пусков

Обеспечьте стабильность вибрации и повторяемость замеров при пробных пусках!

Для этого:

- на балансировочной частоте вращения при каждом пуске измерьте вибрацию дважды с интервалом времени 10-20 мин (за исключением особых случаев, см. ниже), если разница замеров существенна, продолжите измерения до полной стабилизации;
- если вибрация меняется непрерывно, выясните и устраните причину этого, возможные случаи приводятся ниже;
- если на режиме балансировки (на холостом ходу) невозможно обеспечить стабильную вибрацию, следует использовать рекомендации для особых случаев (см. ниже).

Некоторые особые случаи:

а) невозможно делать выдержку по эксплуатационным причинам, например вследствие быстрого перегрева ротора генератора вентиляционными потерями в режиме балансировки (воздух вместо водорода, нарушена схема вентиляции, зубцы заборников и дефлекторов на поверхности бочки и др.);

б) невозможно стабилизировать режим, например, вследствие перегрева выхлопа ЦНД турбины на холостом ходу.

В этих случаях следует по возможности обеспечить идентичные условия всех пусков (исходные температуры, темп повышения частоты вращения, время измерений); по возможности дублировать пуски либо делать по два пуска с разными пробными грузами в одной плоскости коррекции, если это не дает результатов (замеры вибрации и расчетные ДКВ существенно отличаются), необходимо перейти к балансировке на стабильном режиме (под нагрузкой);

в) нагрев и нестабильность ротора вентилятора либо другого тягодутьевого механизма вследствие вращения в замкнутом объеме воздуха.

В последнем случае обеспечьте минимальный расход воздуха для охлаждения, делайте выдержку до стабилизации режима вибрации.

Изменение вибрации от установки очередного пробного груза должно быть существенным.

Не используйте для расчетов пробные пуски с малым изменением вибрации! Во многих случаях это является причиной больших затруднений при балансировке.

Если при пуске с пробным грузом вибрация по отношению к исходной изменилась несущественно (изменение составило менее половины исходного значения), то пробный пуск следует повторить с более массивным пробным грузом. Новый пробный груз рассчитывается по результатам пробного пуска (5.5), однако его масса не должна более, чем в 2–3 раза, превышать массу первого пробного груза.

Оптимальная тактика пробных пусков

Пробные пуски начинайте на участке, где присутствует наибольшая вибрация. При существенном повышении вибрации от установки очередного пробного груза перед продолжением пробных пусков с грузами в других плоскостях скорректируйте по расчету установку грузов в одной или нескольких плоскостях, в которых ДКВ уже определены.

После двух-трех пробных пусков выполните расчет уравнивающих грузов, если по расчету достижимо существенное снижение вибрации, установите расчетные грузы и лишь затем при необходимости продолжите пробные пуски.

Если возможно выполнение расчета после каждого пробного пуска, то ему следует воспользоваться. При этом процедуру пробных пусков следует прекратить и расчетные грузы установить на ротор, если расчетные значения остаточной вибрации вполне приемлемы.

По окончании процедуры пробных пусков с установкой грузов в доступные плоскости выполните расчет, установите расчетные грузы, после проверочного пуска при необходимости выполните корректировку грузов с одновременной корректировкой ДКВ.

Если расчетные значения вибрации более приемлемых, рассмотрите нижеприводимые пункты:

- Дополнительные плоскости, перенос грузов.
- Балансировка не получается, почему?

5.4.4. Дополнительные плоскости, перенос грузов

Если расчетные прогнозируемые остатки вибрации больше, чем допустимые, либо близки к ним, то балансировка с использованием привлеченных плоскостей коррекции не может дать желательного результата. При этом возможны варианты:

а) Дополнительные плоскости из числа доступных без существенной разборки могут дать нужный результат. Это можно установить расчетом с включением в него ДКВ от дополнительных плоскостей.

В этом случае следует продолжить балансировку с привлечением дополнительных плоскостей.

б) Использование всех плоскостей, к которым можно организовать доступ без существенной разборки агрегата, не может привести к нужному снижению вибрации.

Возможно два случая:

– валопровод имеет дефекты, исключающие возможность их компенсации методами балансировки (коленчатость, излом оси, прогиб достаточно большого масштаба); в этом случае следует прекратить балансировку и устранить дефекты;

– дисбаланс неблагоприятно распределен по длине ротора, что вследствие гибкости ротора не позволяет компенсировать его с использованием штатных плоскостей; в этом случае следует рассмотреть возможность установки грузов в малодоступные плоскости внутри пролета, в частности осуществить перенос грузов вдоль ротора.

Перенос грузов связан с большими затратами и длительным простоем агрегата, в связи с чем до принятия решения о переносе грузов должна быть выполнена обстоятельная и квалифицированная оценка результатов балансировки опытными специалистами.

Наиболее распространен перенос грузов при балансировке ротора генератора как наиболее длинного и гибкого участка валопровода. При этом перенос может оказаться необходимым в двух случаях:

– на опорах ротора при рабочей частоте вращения определяющей является синфазная вибрация, а штатные плоскости коррекции нечувстви-

тельны к симметричным грузам, не помогает использование плоскостей на консольных участках ротора; в этом случае ротор следует отбалансировать на первой критической частоте симметричными грузами, а затем перенести их внутрь пролета в соответствии с расчетом;

– при установке симметричных грузов, компенсирующих вибрацию на рабочей частоте вращения, недопустимо возрастает вибрация на первой критической; в этом случае следует определить две системы грузов, одна из которых компенсирует вибрацию на рабочей частоте, а другая – на первой критической, после чего расчетным путем определить систему грузов внутри пролета, которая одновременно компенсирует вибрацию как на рабочей, так и на критической частотах.

Расчеты при переносах грузов выполняются соответствующей программой для ПЭВМ либо в соответствии с п. 5.2.

В связи с тем, что расчеты при переносе не могут обеспечить точные значения расчетных грузов, после переноса следует запланировать балансировку с установкой грузов в доступные плоскости.

5.4.5. Балансировка не получается, почему?

Прежде чем непосредственно обратиться к рассматриваемой ситуации, сделаем два замечания:

– разнообразные трудности, проанализированные ниже, являются все же исключениями из общего правила: обычно при выполнении описанной технологии балансировки достигается достаточное снижение вибрации;

– при особых сложностях может быть применена технология, связанная с использованием балансировочных ампул [71], которые позволяют изменять дисбаланс непосредственно на вращающемся роторе при балансировочной скорости вращения на установленном режиме и получить без пробных пусков надежные значения ДКВ; эта технология нами здесь не рассматривается, опыт ее использования описан в гл. 8 (эпизод 21).

Рассматриваемая ситуация состоит в следующем: Вы провели пробные пуски (сразу либо после неудачной попытки балансировать по известным ДКВ), рассчитали корректирующие массы, установили их на ротор, затем выполнили две-три корректировки этих масс, но нужного снижения вибрации не получили. Не делайте дальнейших попыток балансировки до того, пока не выясните причину неудачи; они скорее всего окажутся безуспешными.

Рассмотрите возможные причины:

- ошибки при выполнении пробных пусков;
 - ненадежные балансировочные пуски;
 - дефекты балансируемого агрегата;
 - недостаточно используемых плоскостей;
 - ошибки при измерениях и установках грузов.
- Остановимся подробнее на каждой из них.

Ошибки при выполнении пробных пусков

Не соблюдены рекомендации по проведению пробных пусков, приведенные в пункте 5.4.3 (подпункт "Обеспечение качества пусков"): не дублировали замеры вибрации, измерения вибрации выполнены при неустойчивом режиме, малы пробные грузы и др.

Ознакомьтесь внимательно с содержанием этих рекомендаций и попытайтесь повторить процедуру балансировки.

Ненадежные балансировочные пуски

В процессе пусков состояние агрегата меняется, от пуска к пуску накапливаются изменения вибрации, исключающие возможность предсказывать результаты установки грузов.

Убедиться в этом можно, повторив один-два характерных предыдущих пуска: если повторения значений вибрации не получено, то балансировочные пуски ненадежны. Если получите совпадение, повторите другие пуски: один неблагоприятный пуск может испортить значения ДКВ по двум плоскостям и полностью исключает возможность нужного снижения вибрации.

Если не удается выявить "плохие" пуски, необходимо изменить режим балансировки (перейти на режим со стабильной нагрузкой) и повторить пуски. Не исключены дефекты валопровода (см. ниже).

Если Вы используете для балансировки одну плоскость, а расчетный груз, определенный по пробному пуску, не дал ожидаемого снижения вибрации, то для следующего пуска груз следует рассчитать, считая последний пуск пробным по отношению к предшествующему, а не к более раннему нулевому. Разумеется, при этом величина пробного груза определяется как разность грузов, установленных соответственно при последнем пуске и предшествующем. Это же правило следует соблюдать для всех последующих пусков. При такой тактике один "плохой" пуск в конце концов будет исключен.

Ненадежны пуски, при которых возникает низкочастотная вибрация (НЧВ), поэтому до балансировки НЧВ должна быть по возможности устранена.

Дефекты балансируемого агрегата

Балансировка невозможна при следующих дефектах:

- некоторые дефекты муфты;
- грубая расцентровка;
- дефекты опор;
- остаточный прогиб ротора;
- трещина в роторе.

а) Дефекты муфты

Если в процессе ремонта производилась замена или перенасадка муфты, то не исключены такие дефекты:

- недостаточный натяг какой-либо полумуфты,
- не в норме зазоры и натяги по шпонкам,
- неплоские сопрягаемые торцы.

При этих дефектах вибрация от пуска к пуску может изменяться в связи с возможными изменениями положения полумуфт с появлением коленчатости и излома оси.

Балансировка невозможна при большой коленчатости муфты, при этом использование всех плоскостей коррекции не позволяет даже в расчете получить существенное снижение вибрации.

б) Грубая расцентровка

Грубая расцентровка (в несколько раз больше допустимой) может существенно изменить ДКВ из-за изменения нагрузок на опоры и соответственно жесткости последних. Эта причина при всей ее важности не могла бы препятствовать достижению снижения вибрации, она потребовала бы выполнения процедуры пробных пусков для определения изменившихся ДКВ.

Более существенны два обстоятельства:

- при чрезмерной перегрузке одной из опор может происходить тепловой прогиб ротора в плоскости перегруженной шейки из-за асимметричного нагрева ее энергией трения и непрогнозируемые изменения оборотной вибрации, перечеркивающие все расчеты корректирующих масс;
- возможно сильное снижение динамической жесткости одной из опор, при котором малейший дисбаланс вызывает существенную вибрацию.

в) Дефекты опор

Балансировке препятствуют грубые дефекты в опорах:

- чрезмерно малые зазоры по баббиту,
- чрезмерный натяг по вкладышу, приводящий к его существенной деформации,
- существенные зазоры по боковым опорным колодкам и неустойчивое положение вкладыша,
- заклинивание корпуса подшипника при расширениях в процессе балансировочных пусков.

Эти дефекты создают непрогнозируемые вибрационные изменения, препятствующие использованию описанной технологии балансировки.

г) Остаточный прогиб ротора

Этот дефект является препятствием лишь при большом масштабе (повидимому, более 0,2 мм), а также в случае, если ротор прогнут при одном из балансировочных пусков (к сожалению, такое в практике балансировок бывало). Это связано с тем, что шейки искривленного ротора наклонены

к оси вращения и угол этого наклона создает кинематическое возбуждение дополнительно к действию дисбалансов.

Умеренный прогиб при доступности необходимых плоскостей коррекции проще всего компенсировать именно балансировкой.

д) Трещина в роторе

Трещина в роторе вызывает повышение оборотной вибрации и, оставаясь незамеченной, провоцирует проведение балансировки на месте. При этом в процессе балансировки трещина развивается, меняет свое положение по отношению к дисбалансу (при одних положениях дисбаланса она может схлопываться, а при других раскрываться), вибрация меняется не по расчету. В некоторых случаях трещину замечают лишь при чрезмерном увеличении вибрации непосредственно перед разрушением вала.

О способах диагностирования трещины см. в гл. 3 и 4.

Недостаточно используемых плоскостей

См. п. 5.4.4.

Ошибки при измерениях вибрации и установках грузов

Распространены следующие ошибки:

- неправильное направление разметки лимба для отсчета фазы, неправильное направление отсчета фаз по фазомеру;
- неправильное направление отсчета углов установки грузов во всех или некоторых плоскостях;
- неправильное включение фильтров для выделения оборотной составляющей вибрации: разные фильтры при разных пусках, несоответствие частоты вращения и включенных фильтров;
- неправильный учет делителя, важен при переключениях делителя в процессе измерений;
- неисправности виброаппаратуры.

Все эти ошибки поддаются контролю в основном на месте балансировки и должны быть исключены.

6. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БАЛАНСИРОВКИ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ И КОМПЕНСАЦИИ НЕКОТОРЫХ ПРИЧИН ВИБРАЦИИ

Если вибрация зависит от режима работы агрегата, то, как уже говорилось в гл. 3, это может быть следствием либо появления режимного (теплового) дисбаланса, либо изменения жесткости опорной системы. Наиболее надежно эти причины дифференцируются методами балансировки.

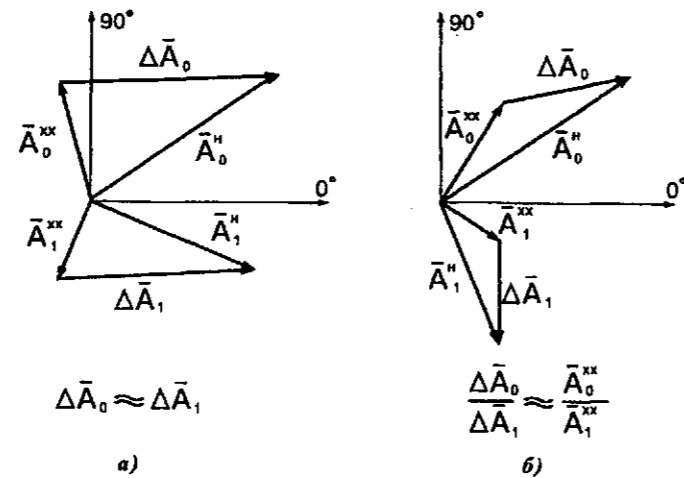


Рис. 5.12. Определение причины изменения вибрации под нагрузкой:
 а – тепловой дисбаланс; б – снижение жесткости опоры; \bar{A}_0^{xx} , \bar{A}_0^n , $\Delta \bar{A}_0$ – соответственно
 вибрация на холостом ходу, под нагрузкой и нагрузочный вектор до установки пробного
 груза; \bar{A}_1^{xx} , \bar{A}_1^n , $\Delta \bar{A}_1$ – то же после установки пробного груза

На ротор устанавливается пробный балансировочный груз. Если нагрузочный вектор вибрации $\Delta \bar{A}$ (рис. 5.12) до и после установки груза остается практически неизменным, то его причиной является тепловой дисбаланс. При снижении жесткости опоры вектор $\Delta \bar{A}$ обычно пропорционален вибрации на холостом ходу.

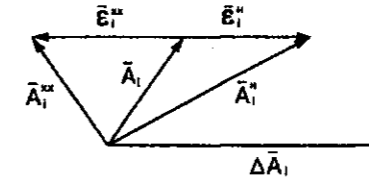
Тепловой дисбаланс полностью или частично может быть компенсирован балансировкой. Уравновешивающие грузы рассчитываются по данным измерений вибрации под нагрузкой \bar{A}_i и значениям ДКВ \bar{a}_{ik} , определенным при балансировке на холостом ходу.

Балансировку следует проконтролировать на холостом ходу, остаточная вибрация холостого хода $\bar{\epsilon}_i^{xx}$ должна быть противоположна нагрузочным векторам:

$$\bar{\epsilon}_i^{xx} = -\Delta \bar{A}. \quad (5.17)$$

Если нагрузочные векторы велики (более 50 мкм), то балансировка в соответствии с (5.17) приведет к повышенной вибрации на холостом ходу. В этом случае при балансировке изменения вибрации $\Delta \bar{A}_i$ должны быть распределены между режимом холостого хода $\bar{\epsilon}_i^{xx}$ и нагрузки $\bar{\epsilon}_i^n$,

Рис. 5.13. Графическое построение при компенсации теплового дисбаланса



как это показано на рис. 5.13, при этом значения $\bar{\epsilon}_i^{xx}$ не должны превышать допустимой нормы.

В качестве исходных данных для расчета уравновешивающих грузов при этом используются значения вибрации \bar{A}_i , отличающиеся от значений вибрации под нагрузкой \bar{A}_i^n .

Чрезмерно большой тепловой дисбаланс ($\Delta \bar{A}$ порядка 100 мкм) балансировкой компенсировать невозможно, должны быть приняты меры по его устранению.

Если причиной изменения вибрации под нагрузкой является снижение жесткости опор, которое не может быть устранено доступными средствами, то снижение вибрации под нагрузкой возможно путем тщательной балансировки на холостом ходу.

Пуск с пробным балансировочным грузом позволяет выявить нарушение жесткости опоры: если полученное при этом значение ДКВ рассматриваемой опоры окажется значительно выше средней величины, это свидетельствует о снижении жесткости опоры.

Балансировка может быть использована для частичной компенсации дефектов сопряжения роторов (коленчатости и излома оси), при этом используются те же методы балансировки, что и при компенсации обычного дисбаланса.

Важную роль в диагностике причин вибрации имеет определение места и величины дисбаланса (теплого и механического), вызывающего вибрацию. Методами балансировки можно определить совокупность уравновешивающих грузов, компенсирующих повышенную вибрацию. Уравновешивающие грузы располагаются преимущественно противоположно исходному дисбалансу, таким образом, с достаточной достоверностью может быть определен дисбаланс, вызывающий повышенную вибрацию. Так, для диагностики причин теплового дисбаланса на роторах генераторов можно определить, совпадает ли этот дисбаланс с плоскостью большого зуба (см. гл. 3).

В заключение необходимо отметить следующее: пуски с балансировочными грузами во всех случаях исследования вибрации оборотной частоты позволяют получить дополнительную информацию о характере вибрации и помогают выявить ее причину, большинство причин вибрации оборотной частоты могут быть полностью или частично скомпенсированы методами балансировки.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ ПОВЫШЕННОЙ ВИБРАЦИИ И ВИБРОНАЛАДКА

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Вопросы предупреждения и снижения повышенной вибрации в определенной мере рассмотрены в предыдущих главах (см. главы 3 и 5). Одним из основных средств предупреждения вибрации и виброналадки является балансировка роторов и деталей. Вопросы балансировки рассмотрены в гл. 5. На стадии создания машин предпринимаются меры по обеспечению их вибрационной надежности [31]. Хотя эта тема находится несколько в стороне от основного содержания данной книги, она нашла определенное освещение в гл. 3. Напомним, например, о выравнивании жесткости сечения на роторах генераторов (п. 13), об обеспечении достаточной динамической жесткости опор (п. 6), об отстройке от резонансов (там же), о предупреждении низкочастотной вибрации (п. 12).

Технология устранения неполадок и повреждений машин, выявленных методами вибродиагностики, является предметом рассмотрения специальной литературы по ремонту машин [1, 7, 44, 45] и в этой книге детально не рассматривается.

Приведем перечень основных технологических операций по предупреждению и снижению вибрации в процессе ремонтов:

- восстановление либо замена поврежденных деталей роторов и опорной системы;
- центровка роторов по полумуфтам с учетом ее изменений в процессе работы машины;
- обеспечение нормальных зазоров по уплотнениям роторов и в других местах между ротором и статором с целью исключения задеваний и автоколебательных процессов;
- для подшипников скольжения - контроль и восстановление формы расточки вкладышей;
- для подшипников качения - контроль и замена изношенных и разрушенных подшипников;
- компенсация методами балансировки дисбаланса, привносимого в процессе ремонта роторов;
- балансировка роторов, на которых возник дисбаланс в процессе его эксплуатации (эрозийный износ, релаксационный прогиб);
- исключение дефектов сопряжения жестких муфт (коленчатости и излома оси, отклонений торцов полумуфт от плоскости);
- восстановление либо замена изношенных деталей подвижных муфт;
- обеспечение нормальных натягов и зазоров по всем насадным деталям роторов как в радиальном, так и в осевом направлениях;

- обеспечение нормальных натягов и зазоров по подшипникам и другим деталям опорной системы;
- правка и (или) балансировка вала при наличии остаточного прогиба;
- обеспечение чистоты и плотности внутренней полости (центрального отверстия) ротора;
- выполнение мероприятий по нормализации тепловых перемещений подвижных корпусов турбин.

Перечисленные мероприятия, как нетрудно видеть, направлены в основном на обеспечение работоспособности машины, одновременно они являются профилактическими по отношению к вибрации машины: их связь с вибрацией ясна из гл. 3.

Часть перечисленных мероприятий выполняется в соответствии с существующей технологией ремонтов относительно регулярно, некоторые, однако, выполняются только тогда, когда имеются основания предполагать наличие соответствующего дефекта. Например, практически при каждом ремонте производится центровка роторов по полумуфтам, в то же время без особой нужды не разбирают ротор турбины с целью контроля посадочных натягов рабочих колес.

К сожалению, не всегда работы по профилактике вибрации в ходе ремонтов производятся должным образом. Некоторые дефекты годами из ремонта в ремонт остаются незамеченными и до определенного времени на вибрацию влияния не оказывают либо определяют постоянные трудности при виброналадке. Следствием этого может явиться неожиданное и, как всегда в таких случаях, весьма несвоевременное повышение вибрации, для снижения которой потребуются большие материальные затраты вплоть до повторного ремонта машины. О некоторых возможных ошибках такого рода специально пойдет речь в данной главе.

Нами рассмотрены также некоторые технологии предупреждения вибрации в процессе ремонтов, которые вследствие относительной новизны недостаточно распространены и плохо известны широкому кругу специалистов.

Особые работы по снижению повышенной вибрации производятся в случаях, когда при обеспечении нормального состояния узлов и деталей машины и после выполнения возможных работ по балансировке не удается достичь нормальной вибрации. Речь идет прежде всего об отстройке системы "ротор - опоры" от резонансов и о применении разнообразных способов демпфирования и гашения колебаний. Эти методы снижения вибрации рассмотрены ниже.

2. О ПРЕДУПРЕЖДЕНИИ ВИБРАЦИИ В ХОДЕ РЕМОНТОВ

Отметим, что большинство неполадок машины отражаются на ее вибрации. В этом пункте вполне можно было бы подробно описать технологию ремонта машин, соблюдение которой в полном объеме является основным средством предупреждения вибрации. Однако это выходит за

пределы нашей главной темы, в связи с чем речь здесь пойдет в основном о предотвращении распространенных технологических погрешностей ремонтов и об относительно новых технологиях предупреждения повышенной вибрации, которые с трудом пробивают себе дорогу в ремонтную практику.

2.1. РЕВИЗИЯ И РЕМОНТ МУФТ

2.1.1. Жесткие муфты

Нормальная работа жесткой муфты предполагает обеспечение следующих условий:

- отсутствие коленчатости и излома оси;
- плотное прилегание насадных полумуфт по посадочным поверхностям и достаточный посадочный натяг;
- плоские и достаточно чистые поверхности торцов полумуфт;
- отсутствие радиальных зазоров по стяжным призонным болтам;
- нормальное состояние шпоночных соединений.

Проверка сопряжения муфт производится при их сборке по известной технологии [1, 7, 45, 59].

Для жестких муфт коленчатость не должна превышать 0,01 мм (бой поверхности шейки при вращении вала вокруг оси соседней – не более 0,02 мм), излом оси должен быть не более 0,01 мм на 1 м длины (при "маятниковой" проверке для ротора длиной 5 м бой не должен превышать 0,1 мм).

Для полужестких муфт с одной "волной" компенсатора предельная коленчатость такая же, как и для жестких, а с двумя "волнами" – 0,025 мм (радиальный бой не более 0,05 мм). Излом оси для муфт с "волновыми" компенсаторами должен быть не более 0,05 мм на диаметр муфты (суммарный бой торцов полумуфт). Приведенные нормы на предельные значения несоосности следует использовать при отсутствии других рекомендаций заводов-изготовителей.

Перечисленные условия достигаются добросовестным выполнением соответствующих хорошо известных технологических операций. В практике могут встретиться любые нарушения технологии ремонта и соответственно нарушение любого из перечисленных условий. Нет нужды описывать все технологические операции и возможные ошибки при их выполнении, однако некоторые технологические тонкости заслуживают нашего внимания.

Весьма распространены ошибки при контроле коленчатости.

Известен и описан во всех справочниках, книгах и инструкциях способ контроля коленчатости, состоящий в индицировании поверхностей фланцев полумуфт в разболоченном и сболоченном состояниях муфты: коленча-

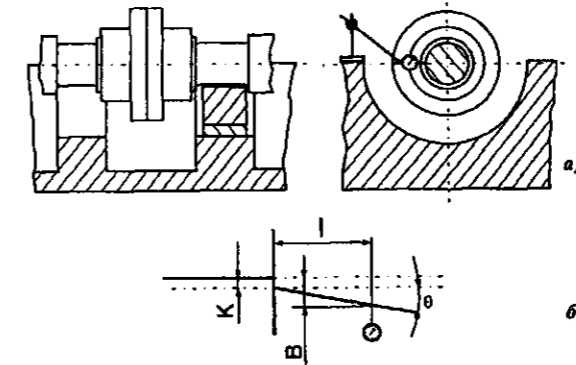


Рис. 6.1. Проверка коленчатости измерением боя шейки:
а – измерение боя шейки; б – величины погрешности сопряжения

тость находится расчетом, в котором учитываются четыре соответствующих значения радиального боя фланцев. Этот способ требует высокой точности индицирования и аккуратности при выполнении измерений, поскольку погрешность измерения коленчатости складывается из погрешностей четырех измерений и соответственно вдвое превышает уровень последних. Кроме этого, многие ремонтники очень не любят выполнять расчеты, а часто и не очень знают, как это делается.

Как всегда, в таких случаях находится упрощенный суррогат принятой технологии. Обычно измерение коленчатости производят путем индицирования одной из шеек, соседних с муфтой при выкаченном вкладыше подшипника (рис. 6.1). Коленчатость при этом трактуется как половина боя шейки.

Фактически при этом измеряют некую величину B , характеризующую неточность сопряжения муфты, которая складывается из коленчатости и излома оси (см. рис. 6.1):

$$B = K + \theta l. \quad (6.1)$$

Такой подход приемлем в двух случаях: 1) если перед измерениями устранен излом оси θ ; 2) если величина B трактуется как самостоятельное понятие с учетом соотношения (6.1).

В практике, к сожалению, бывают случаи, когда описанная неточность приводит к нежелательным последствиям.

Рассмотрим пример. На одном из турбоагрегатов в процессе работ по снижению вибрации в межремонтный период на муфте между турбиной и генератором устранена величина B , достигавшая 0,1 мм, которая трактовалась как коленчатость. Для этого выполнена работа по обработке отверстий муфты и замене призонных болтов. В период очередного ремон-

та обнаружены и устранены торцевые бои фланцев муфты, которые как раз и приводят к излому оси. Коленчатость после этого проверять не стали, приняв во внимание тот факт, что накануне ремонта она якобы была устранена. В результате получили при пуске увеличение вибрации, связанное с "подкравшейся" коленчатостью. Отметим, что даже если бы при этом коленчатость была проверена, выявилась бы необходимость проведения повторной непростой работы по ее устранению.

Наибольшие неприятности связаны с отсутствием должного контроля за плотностью стяжных призонных болтов.

В отечественной практике муфту разбирают многократно без обработки отверстий и замены призонных болтов. При разборке муфты плотные призонные болты обычно оказываются задранными. Задранные болты и отверстия восстанавливают устранением задиров и ручной подшлифовкой, подшлифовывают также и другие болты. Со временем деградация призонных болтов может достичь такого состояния, при котором возможное изменение взаимного положения осей сопрягаемых роторов в несколько раз превышает допустимую величину. Автору известен случай, когда коленчатость муфты по этой причине составила 0,15 мм при норме 0,02 мм, при этом диаметральные зазоры по некоторым призонным болтам достигали 0,4 мм.

Самым неприятным следствием неплотности призонных болтов является неповторяемость сборки муфты, что приводит к изменению вибрации при выполнении операций по разборке и сборке.

Для компенсации влияния рассматриваемых неплотностей в процессе затяжки болтов муфты обычно измеряют и корректируют коленчатость (точнее величину B , см. выше) либо производят затяжку болтов после предварительной точной центровки спариваемых роторов. Это, однако, не всегда дает устойчивый положительный результат: при определенных условиях под действием крутящих моментов торцы муфт проскальзывают и возникает коленчатость, приводящая к увеличению вибрации.

Для предотвращения возможного проскальзывания торцов разработана и внедрена (к сожалению, на очень малом количестве машин) технология, обеспечивающая многократное увеличение сил трения по торцам [3, 27]. Для этого на торцы перед установкой призонных болтов наносится композитный состав, включающий, кроме всего прочего, абразивный порошок.

Радикальным средством устранения рассмотренных неприятностей является обработка отверстий и замена призонных болтов при каждой разборке муфты. По имеющимся сведениям, именно такая технология принята в ряде развитых стран. Примем, однако, во внимание, что муфты при этом разбираются крайне редко, в то время как в отечественной практике муфту могут разобрать без особой надобности, например, для профилактической проверки центровки.

Здесь весьма уместно осведомить читателя о том, что специальная методика [22], разработанная ВТИ, позволяет определить расцентровку роторов по полумуфтам посредством измерения опорных реакций без разборки муфт. При этом значения полученных опорных реакций имеют самостоятельную ценность, поскольку именно они и определяют влияние расцентровки на состояние машины.

Еще одна возможная ошибка при определении величин коленчатости и излома оси состоит в том, что необходимые измерения в некоторых случаях (в частности, при работах по определению причин повышенной вибрации) производятся на неостывшей машине, при этом существующие градиенты температур приводят к тепловому прогибу исследуемых роторов и к соответствующим ошибкам измерений.

При существующей технологической культуре нередко складываются обстоятельства, при которых имеющиеся ненормально высокие значения коленчатости и излома оси в жесткой муфте в процессе ремонта должны быть сохранены. Устранение этих отклонений осей роторов может привести к существенному повышению вибрации. Например, остаточный прогиб одного из роторов в трехопорной системе может быть достаточно скомпенсирован введением соответствующей коленчатости и устранением торцевого боя (рис. 6.2), что нередко используется в ремонтной практике. Часто оставленные при ремонте дефекты сопряжения муфты оказываются скомпенсированными балансировкой валопровода на месте при пуске машины после ремонта, последующее устранение этих дефектов приведет к повышению вибрации.

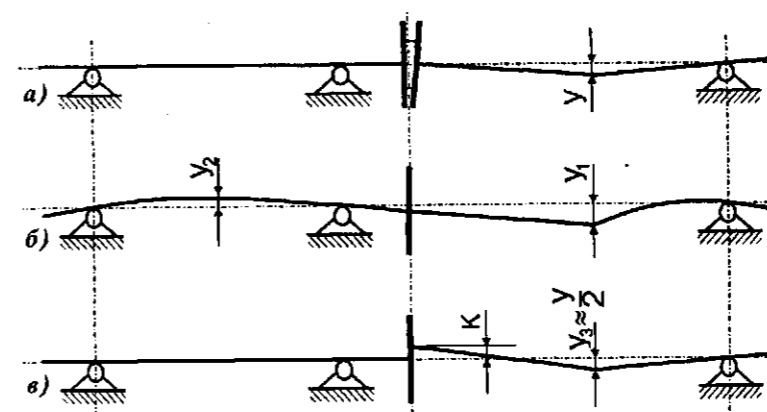


Рис. 6.2. Компенсация прогиба изменением спаривания муфты: а – исходное состояние, муфта разболчена; б – то же, муфта сболчена; в – то же, после компенсации прогиба

Наиболее впечатляющий пример: в процессе ремонта турбины 300 МВт устранена коленчатость между РВД и РСД, вследствие этого при пуске из ремонта из-за чрезмерной вибрации не удалось достичь номинальной частоты вращения, потребовались длительные и дорогостоящие работы по виброналадке машины.

Известно, что при пуске из капитальных ремонтов энергетических турбоагрегатов в большинстве случаев вибрация до проведения дополнительных работ по наладке оказывается выше, чем до ремонта. Это неприятное обстоятельство связано в немалой степени с вольным или невольным изменением коленчатости и излома оси в жестких муфтах в процессе ремонта.

Из сказанного, в частности, следует и такой вывод: при благополучном вибрационном состоянии машины до ремонта в процессе ремонта целесообразно сохранить значения коленчатости и излома оси в жестких муфтах, при этом без особых оснований не следует их менять и в том случае, если они превышают допустимые. Если производится работа по устранению дефектов сопряжения, следует учесть, что вибрация после такого ремонта может существенно отличаться от наблюдавшейся ранее, а это может потребовать дополнительных работ по наладке при пуске машины из ремонта. Это, в частности, требует проверки сопряжения муфт не только после сборки, но и перед разборкой до разболчивания муфты.

2.1.2. Подвижные муфты

Для нормальной работы подвижных муфт должны быть удовлетворены следующие требования к их качеству:

- совершенство макрогеометрии в первую очередь тех деталей, через которые передается крутящий момент;
- чистота поверхностей, через которые передается крутящий момент;
- соосность всех венцов муфты;
- правильная смазка поверхностей, через которые передается крутящий момент;
- плотное прилегание полумуфт по посадочным поверхностям и достаточный посадочный натяг;
- нормальное состояние шпоночных соединений.

В связи с разнообразием конструкций подвижных муфт разнообразны и технологические приемы их контроля и ремонта. Обычно эта технология оговаривается в чертежах и специальных инструкциях изготовителя, а также в специальной литературе. Некоторые возможности улучшения вибрационных свойств подвижных муфт требуют специального обсуждения в этой книге. Мы посчитали целесообразным обсудить вопрос о возможности частичной замены деталей подвижной муфты, а также описать

технологии контроля и компенсации несоосности венцов подвижной муфты, которая предложена автором [74].

При ремонтах подвижных муфт распространена практика частичной замены изношенных деталей. Строго говоря, при этом необходимо заменить все детали, имеющие изнашиваемые рабочие поверхности, либо соответствующим образом обновить их. Отклонения от этого правила допустимы далеко не всегда.

Суть этого требования понятна: изношенные детали имеют выработку, на величину которой они отличаются от новых. Из-за этого замена одной или части деталей приводит к тому, что только через эти новые детали будет передаваться крутящий момент, а возникающая при этом асимметрия сил трения приведет к вибрации. Случай из практики, иллюстрирующий это, описан в гл. 8 (эпизод 28).

Замена всего комплекта подвижных элементов муфты без замены изношенных полумуфт также не вполне корректна и иногда приводит к повышению вибрации. Однако при этом допустимы исключения для случаев, когда полумуфты изношены незначительно и равномерно либо когда их рабочие поверхности могут быть восстановлены в ходе ремонта.

В отличие от жесткой муфты бои наружных поверхностей полумуфт подвижной муфты в собранном и разобранном состояниях совпадают, что исключает возможность контроля несоосности венцов муфты способом, который обычно применяется при измерении коленчатости жесткой муфты. Обычно считается, что ось венца полумуфты совпадает с геометрической осью ротора, однако, строго говоря, это не совсем верно, в частности определяется точностью установки полумуфт на станок в процессе их изготовления для фрезеровки венца, а также при расточке посадочного места перед установкой на ротор.

Непосредственное измерение взаимной несоосности венцов производится следующим образом. Вал подвешивается на скобу за шейку одного из подшипников, соседних с муфтой (рис. 6.3), вкладыш этого подшипника предварительно выкатывается. В горизонтальном направлении устанавливается индикатор, как это показано на рисунке. При вращении вала определяют бой шейки по индикатору, половина которого и равна несоосности венцов, эту несоосность по аналогии с жесткими муфтами можно назвать "коленчатостью". Вал следует вращать в таком направлении, чтобы возникающий в муфте момент замыкал рабочие поверхности подвижных элементов, для надежности этого замыкания при необходимости следует ввести некоторое торможение одного из роторов.

Для новой муфты можно выполнить компенсацию измеренной "коленчатости" за счет оптимального изменения взаимного положения роторов таким образом, чтобы эксцентриситеты венцов обеих полумуфт друг друга компенсировали (совпали по направлению). Для этого после первого измерения "коленчатости" производится разборка и сборка муфты,

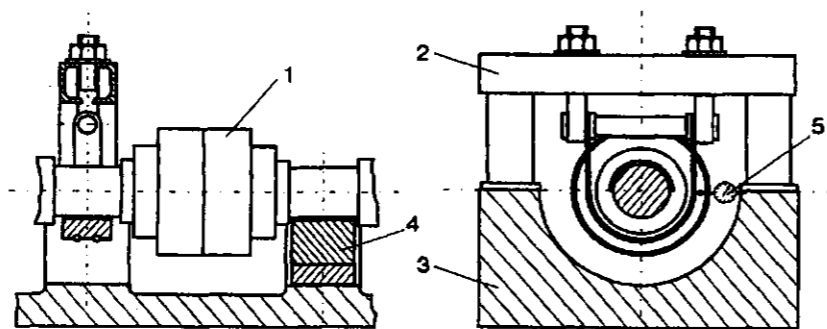


Рис. 6.3. Проверка несоосности венцов подвижной муфты:
1 – муфта; 2 – скоба; 3 – корпус подшипников; 4 – вкладыш подшипника; 5 – индикатор

в процессе которых изменяют взаимное положение роторов: ротор 2 разворачивают на 180° по отношению к ротору 1. После этого производится повторное измерение "коленчатости". По данным двух измерений выполняется расчет, который и определяет наилучшее взаимное положение роторов. Для отсчета углового положения места максимального боя на одном из роторов, связанных муфтой, следует нанести разметку против направления вращения, можно воспользоваться технологией отсчета углов при балансировке (см. гл. 3).

Пример.

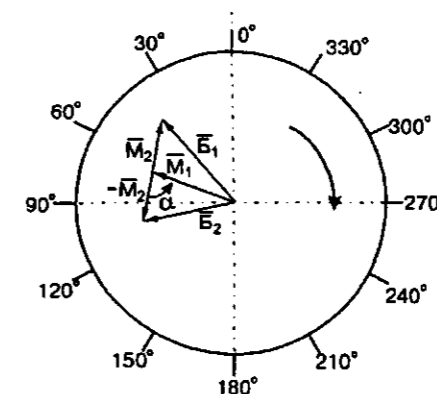
Градусная разметка на роторе 1. При первом измерении найдена величина максимального боя шейки $0,50$ мм на 40° : $\bar{B}_1 = 0,50 \angle 40^\circ$. После взаимного разворота роторов на 180° величина максимального боя равна соответственно $0,40$ мм на 110° : $\bar{B}_2 = 0,40 \angle 110^\circ$. Графическое построение приведено на рис. 6.4.

Как видно из построения на диаграмме (рис. 6.4), бой венца полумуфты ротора 1 $\bar{M}_1 = 0,37 \angle 71^\circ$, а бой венца полумуфты ротора 2 $\bar{M}_2 = 0,26 \angle 356^\circ$. При взаимном развороте роторов бой венца полумуфты ротора 2 поменял знак, что и привело к изменению боя шейки.

Можно установить роторы в такое взаимное положение, при котором бои венцов полумуфт друг друга компенсируют. Для этого, как видно из диаграммы, ротор 2 следует повернуть относительно ротора 1 на угол $\alpha = 75^\circ$ от положения, соответствующего второму измерению, в направлении увеличения углов (против вращения). При оптимальном взаимном положении роторов величина максимального боя, равная разности эксцентриситетов, будет уменьшена до величины $0,37 - 0,26 = 0,11$ мм.

После сборки муфты в расчетном положении необходимо вновь проверить несоосность венцов.

Рис. 6.4. Расчет наилучшего взаимного положения полумуфт



Отметим, что процедура компенсации возможна в том случае, если несоосность венцов имеется на обеих полумуфтах. Эта возможность существует в большинстве практических случаев.

Приведенный расчетный пример взят из практики виброналадки.

На турбине 60 МВт выполнен ремонт, при котором произведена замена пружинной муфты, соединяющей роторы высокого и низкого давлений. При пуске из ремонта на подшипниках № 2 и 3, между которыми располагается упомянутая муфта, наблюдалась повышенная вибрация оборотной частоты, двойная амплитуда которой достигала 60 мкм. В процессе наладки выполнена процедура компенсации взаимного смещения венцов муфты, величины измеренных боев примерно соответствуют рассмотренному примеру. После этой процедуры максимальная вибрация на упомянутых подшипниках не превысила 20 мкм.

2.1.3. Виброналадка с разворотом роторов в муфте

Описанная выше технология взаимного разворота роторов в муфте достаточно универсальна: она применяется для вибродиагностики (см. гл. 4, п. 8.2.1,в), а также может быть распространена на непосредственное снижение вибрации. Для двухроторных агрегатов с подвижными муфтами можно найти наилучшее взаимное положение роторов, при котором вибрация на подшипниках минимальна. Для этого при исходном пуске следует измерить оборотную составляющую вибрации опор, после этого развернуть роторы один относительно другого на 180° путем разборки и сборки муфты, затем выполнить пуск агрегата и вновь измерить вибрацию опор. По измерениям вибрации следует выбрать точку, в которой вибрация максимальна, и по ее значениям при двух упомянутых пусках рассчитать наилучшее взаимное положение роторов.

Пример.

Воспользуемся диаграммой рис. 6.4, изменив на ней обозначения боя обозначениями вибрации.

Нулевая метка для отсчета фазы на роторе 1. Пусть при первом пуске агрегата величина вибрации в выбранной точке была 50 мкм на 40° : $\bar{A}_1 = 50 \angle 40^\circ$. После взаимного разворота роторов на 180° величина вибрации в этой же точке равна соответственно 40 мкм на 110° : $\bar{A}_2 = 40 \angle 110^\circ$.

Выполните графическое построение, аналогичное приведенному на рис. 6.4.

Для снижения вибрации до минимума, ротор 2 следует повернуть относительно ротора 1 на угол $\alpha=75^\circ$ или близкий к нему от положения, соответствующего второму пуску, в направлении увеличения углов (против вращения). При оптимальном взаимном положении роторов расчетная величина вибрации в выбранной точке, как это видно из диаграммы, будет уменьшена до величины 11 мкм.

Этот способ применим и для роторов с нечетным количеством болтов, когда на 180° роторы развернуть невозможно. В этом случае роторы разворачивают на угол, близкий к 180° , а в расчет вносятся соответствующие изменения. Предоставим читателю самому выполнить необходимые для этого случая изменения в приведенном расчете.

Нетрудно видеть, что описанная процедура учитывает не только дефекты муфт, но и любые другие дефекты роторов, вызывающие повышенную вибрацию оборотной частоты, например неблагоприятное взаимное расположение дисбалансов на роторах. Она применяется обычно тогда, когда источники вибрации неизвестны либо когда они располагаются на обоих роторах.

Опыт показывает, что описанный способ компенсации вибрации прекрасно работает на разнообразных двухроторных агрегатах (насосах), у которых роторы привода и механизма соединены пальцевой муфтой. При такой технологии виброналадка занимает короткое время и требует минимальных затрат.

Вполне понятно, что данная технология не является панацеей от всех источников вибрации. Эта технология не применима для изношенных и приработанных муфт, для муфт, не имеющих круговой симметрии (например, с существенными технологическими отклонениями от круговой симметрии), она не дает эффекта, когда один из роторов не генерирует существенную оборотную вибрацию. Опыт тем не менее показывает, что описанная технология во многих случаях позволяет снизить интенсивность вибрации.

2.2. О ПРЕДУПРЕЖДЕНИИ ЗАДЕВАНИЙ РОТОРА О СТАТОР

В дополнение к общеизвестным технологическим приемам центровки уплотнений и обеспечения нормальных радиальных и осевых зазоров в уплотнениях машины в этой книге целесообразно привести сведения о некоторых распространенных ошибках при выполнении этих приемов, следствием которых является ненормальная вибрация.

Иногда не учитывается, что уплотнительные кольца, обоймы и базовые расточки корпусов, имеющие разъем, в процессе эксплуатации деформируются. В связи с этим технология центровки работавших уплотнительных колец и обойм в процессе ремонта должна существенно отличаться от центровки новых деталей при монтаже машины. В последнем случае достаточно отцентровать по валу нижнюю половину кольца (обой-

238

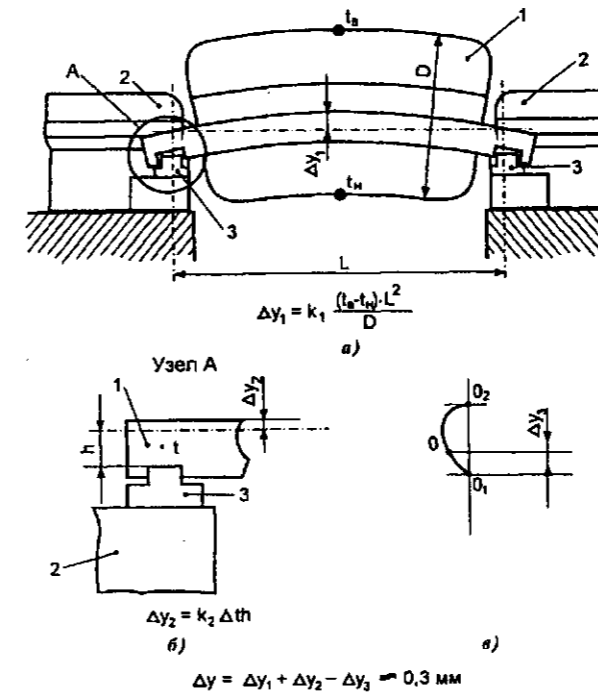


Рис. 6.5. Взаимные перемещения осей ротора и цилиндра Δy :

1 – цилиндр; 2 – корпус подшипника; 3 – поперечная шпонка;
 а – тепловой прогиб цилиндра Δy_1 ; б – тепловое перемещение оси цилиндра на лапах Δy_2 ;
 в – "всплытие" ротора на масляном клине Δy_3 ; t_1, t_2, t – температуры; k_1, k_2 – коэффициенты пропорциональности

мы), что гарантирует соосное положение верхней половины, однако для деформированных колец при такой технологии возникнут неравномерные зазоры, чреватые задеваниями. Несложное и понятное уточнение технологии позволяет равномерно распределить отклонения колец от круглой формы и обеспечить нормальные зазоры по уплотнениям.

Не всегда полностью учитывают при ремонтах вполне предсказуемые и поддающиеся оценке изменения взаимного положения осей ротора и уплотнений. Например, для паровой турбины это изменение складывается в основном из следующих компонентов (рис. 6.5): искривления оси цилиндра под действием технологической разности температур цилиндра по окружности, подъема оси цилиндра за счет повышения температуры опорных лап, "всплытия" ротора на масляном клине. На крупных турбинах суммарное изменение взаимного положения осей ротора и цилиндра при нагреве в зоне высоких температур на установившемся режиме составляет около 0,3 мм, а при прогреве может быть значительно больше.

Как видно из рис. 6.5, соосное расположение уплотнений на холодной турбине может привести к задеваниям по уплотнениям в нижней части цилиндра. Это, к сожалению, приходится наблюдать очень часто, тем более что в большинстве случаев учитывают только "всплытие" ротора на масляном клине, которое, как это видно из рис. 6.5, имеет знак, противоположный суммарному изменению положения осей расточек. Предварительная расцентровка уплотнений на холодной машине с учетом упомянутых изменений положения осей предупреждает задевания по уплотнениям, а также способствует уменьшению вероятности недопустимых автоколебательных процессов, связанных с протечками в уплотнениях.

К осевым задеваниям ротора о статор иногда приводит коварное обстоятельство, которое состоит в неперпендикулярности статорного торца оси ротора (например, необработанное литье, незамеченный брак при механической обработке и др.). При контроле осевых зазоров не учитывается их неравномерность: зазоры контролируются в одной-двух точках по окружности (обычно вблизи разъема), в то время, как вследствие упомянутого дефекта минимальный зазор может существенно отличаться от измеренного. Для профилактики таких задеваний необходимо обеспечить достаточность именно минимального зазора и, по возможности, контролировать наклон торцов в тех местах, где не исключены задевания.

На одной из турбин мощностью 250 МВт при определенных режимах возникал тепловой прогиб ротора вследствие осевых задеваний по торцу масляного уплотнения корпуса подшипника. При этом вибрация оборотной частоты в течение 10–15 мин возрастала по СКЗ виброскорости примерно с 2,5 до 7 мм/с. Как выяснилось, минимальный осевой зазор в месте задеваний оказался в верхней точке уплотнения, тогда как контролируемые на уровне оси осевые зазоры были нормальными (см. гл. 8, эпизод 43).

2.3. О КОНТРОЛЕ ФОРМЫ РАСТОЧКИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

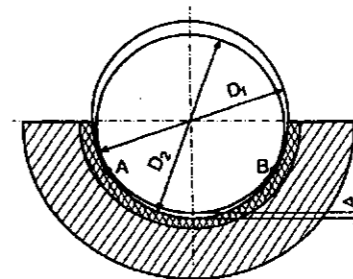
Нарушение формы расточки подшипников скольжения вследствие их износа является наиболее распространенной причиной низкочастотной вибрации (НЧВ, см. гл. 3, п. 12).

В процессе износа баббита на нижнем вкладыше подшипника возникает углубление, диаметр которого примерно равен диаметру вала, соответственно, меньше диаметра остальной поверхности (рис. 6.6).

Деградация формы расточки вкладышей подшипников происходит в основном вследствие износа несущей поверхности баббита при вращении вала валоповоротным устройством (ВПУ). Возникающая при этом выработка имеет меньший диаметр, чем остальная поверхность баббита. Величина износа зависит от чистоты масла, чистоты поверхности шейки и продолжительности вращения вала ВПУ. При грязном масле износ продолжается и при работе на более высоких скоростях вращения, вплоть до номинальной. В неблагоприятных случаях недопустимый износ возникает очень быстро.

240

Рис. 6.6. Деградация формы расточки нижней половины вкладыша подшипника скольжения вследствие износа:
 D_1 - первоначальный диаметр расточки;
 D_2 - диаметр изношенной части; $D_2 < D_1$,
 Δ - глубина износа баббита; AB - дуга износа



Наиболее часто НЧВ возникает после ремонта, если в процессе ремонта не выполнены работы по восстановлению формы расточки вкладышей.

Это происходит по двум причинам: 1) перед остановом в ремонт и при пуске после ремонта вал длительное время вращается на ВПУ; 2) "вклад" в деградацию формы расточки вносят также ремонтники, когда путем шабровки "освежают" поверхность вкладыша.

Сложившаяся практика такова, что в большинстве случаев износ баббита компенсируют уменьшением верхнего зазора во вкладыше, форму расточки при этом не контролируют долгие годы. Во многих случаях это заканчивается внезапным появлением НЧВ.

Из вышеизложенного ясно, что в процессе эксплуатации машин должны быть приняты меры по предупреждению износа вкладышей, а в ходе ремонта форма расточки вкладышей при необходимости должна быть восстановлена. Решение о необходимости восстановления формы расточки вкладышей должно приниматься с учетом возможного их износа в ходе предстоящего межремонтного периода.

Контроль формы расточки не может быть надежно выполнен путем осмотра: величина дуги, которую занимает натир в нижней половине вкладыша, зависит не только от глубины износа и является ненадежным и косвенным критерием для его оценки. В настоящее время для контроля формы расточки вкладышей подшипников следует пользоваться традиционными методами: по цилиндрическому калибру и по индикатору на карусельном (токарном) станке в порядке исключения можно использовать плоские шаблоны толщиной не менее 5 мм.

К цилиндрическому калибру предъявляются специальные требования. Калибр изготавливают в виде цилиндрической бобышки диаметром, равным D_k :

$$D_k = D_{ш} + 2\Delta - 0,05 \text{ мм}, \quad (6.2)$$

где $D_{ш}$ - диаметр шейки; Δ - боковой зазор (средний).

Бобышка должна быть выполнена из заготовки, прошедшей соответствующую термообработку и "старение", форма бобышки должна быть безукоризненной: недопустимы конусность, эллипсность и местные не-

241

ровности, в сумме превышающие 5 мкм. Поверхность бобышки должна быть отшлифована.

Для оценки совершенства формы расточки можно принять такие критерии:

– при контроле по калибру и шаблону щуп 0,05 мм не должен проходить между калибром (шаблоном) и вкладышем вблизи разъема и внизу; при контроле по калибру замеры производят с обоих торцов вкладыша, а при контроле шаблоном следует выполнять замеры по всей длине в нескольких местах, обеспечивая перпендикулярность шаблона оси вкладыша; в процессе контроля не допускается шабрить поверхность баббита;

– при контроле на станке вкладыш следует выставить так, чтобы одинаковые показания индикатора были в трех точках вблизи обоих его торцов: у разъема с двух сторон и внизу на нижнем вкладыше.

Форма считается приемлемой, если на всей поверхности расточки соответствующей половины вкладыша изменения показаний индикатора в нескольких равномерно распределенных по длине сечениях не превышают 0,05 мм.

Приведенные критерии относятся к вкладышам большого диаметра (от 200 до 500 мм) и должны быть уточнены для конкретных типов вкладышей в процессе накопления информации о результатах контроля.

Восстановление формы рабочей поверхности баббита должно производиться, как правило, путем расточки на станке чистовым резцом без увеличения боковых зазоров по вкладышу. При этом чистота поверхности (среднеквадратическая высота микронеровностей) должна быть не хуже 5 мкм.

Иногда исправление расточки производится путем шабровки баббита по калибру. Турбинные заводы, однако, запрещают шабрить баббит по калибру по двум причинам: 1) в большинстве случаев при этом используются бобышки, имеющие недопустимые отклонения размеров и формы; 2) при шабровке можно исказить форму расточки и "сбить" ось вкладыша.

Безусловно следует исключить из ремонтной практики расшабривание вкладышей без калибра с целью увеличения боковых зазоров; контроль показывает, что при этом получается фиктивное увеличение зазоров и резко нарушается форма расточки.

Рассмотрим возможности изменения формы расточки при необходимости повышения динамической устойчивости роторов на масляном слое.

В гл. 3 (п. 12 и рис. 3.16) приведен перечень возможных изменений конструкции подшипников и формы расточки вкладышей, которые применяют при недостаточной динамической устойчивости роторов. Как правило, эти изменения производятся заводами-изготовителями либо по согласованию с ними.

Изменение формы расточки за счет изменения зазоров по баббиту нередко предпринимается без какого-либо согласования с заводами, при

этом боковые и верхний зазоры по баббиту обычно варьируют в пределах от 0,001 до 0,002D (D – диаметр шейки). Такие решения могут привести к тяжелым последствиям, поскольку при этом могут быть упущены из внимания такие важнейшие обстоятельства:

– в подшипнике с канавкой сверху не принято верхний зазор делать меньше бокового, поскольку при некоторых условиях это приведет к задеваниям шейки по баббиту верхней половины;

– при увеличении боковых зазоров и при уменьшении верхнего зазора по вкладышу снижается грузоподъемность вкладыша, что приводит к повышенному износу и опасности разрушения баббитовой заливки;

– манипуляции с зазорами по вкладышам влияют на потери энергии во вкладыше, а также могут привести к чрезмерному повышению температуры баббита.

Избежать этих неприятностей позволяют расчеты и эксперименты, дающие количественную оценку параметров подшипника.

С другой стороны, есть некоторые случаи, когда изменение зазоров может быть выполнено без риска снизить надежность подшипника. Не вызовет сомнений изменение зазоров в пределах заводских допусков, например уменьшение верхнего и увеличение боковых зазоров. Можно изменить зазоры на такие, которые установлены для подшипника того же диаметра, надежно работающего в тех же условиях. Например, передний и задний подшипники ротора генератора турбоагрегата мощностью 250 МВт спроектированы разными заводами и имеют разные чертежные зазоры по баббиту, хотя и работают в идентичных условиях при одинаковых вертикальных нагрузках и диаметрах шеек: передний имеет эллиптическую расточку, а задний – круглую. При этом по опыту эксплуатации известно, что передний подшипник обладает большей динамической устойчивостью. Не вызывает сомнения возможность установить на заднем подшипнике такие же зазоры по баббиту, как и на переднем.

2.4. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПЛОТНОСТИ КРЕПЛЕНИЯ ВКЛАДЫШЕЙ

Обеспечение плотности крепления вкладышей достигается обычными ремонтными методами, однако один вопрос заслуживает специального обсуждения, поскольку он не находит однозначного и всеобщего понимания у ремонтного персонала.

Для вкладышей, имеющих опорные центровочные колодки, существует требование плотного прилегания колодок к расточке корпуса подшипника или бугеля. Плотность обеспечивается шабровкой по краске. Распространенная ошибка состоит в том, что после пригонки колодок осуществляют центровку роторов путем перестановки прокладок под колодками без последующей повторной их пригонки. В процессе центровки прилегание колодок нарушается, при этом возникающие на опорной

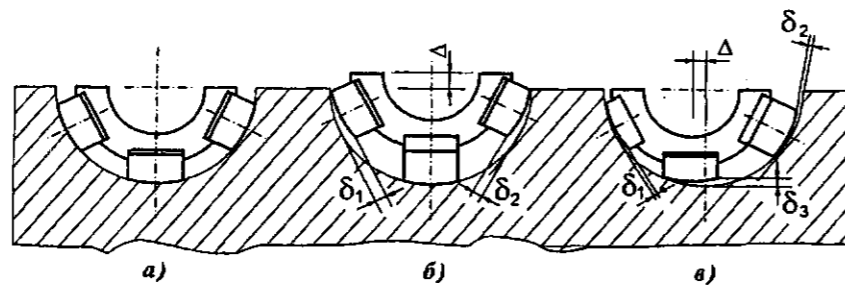


Рис. 6.7. Возникновение зазоров по центровочным колодкам в процессе изменения положения оси подшипника:
a – исходное состояние; *б* – ось подшипника смещена вверх; *в* – ось подшипника смещена влево; Δ – величина смещения; $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ – зазоры по колодкам

поверхности зазоры соизмеримы с толщиной перекладываемых прокладок. Например, для типового вкладыша с наружным диаметром 840 мм, плотно пригнанного по расточке, при перестановке прокладки толщиной 0,5 мм с одной боковой колодки на другую по нижней колодке возникает зазор по опорной поверхности, расчетное значение которого равно 0,14 мм (см. рис. 6.7).

На рис. 6.7 представлено схематичное изображение крепления вкладыша в расточке корпуса и появление зазоров при перестановке прокладок.

Для компенсации этих зазоров пригонку колодок следует осуществлять после предварительной центровки роторов, когда возможные последующие изменения положения осей роторов не превышают 0,1 мм.

В большинстве случаев последствия неплотного прилегания по колодкам при наличии достаточного натяга по ним незаметны. Однако вследствие повышенных контактных напряжений при определенных условиях в местах касания может появиться выработка, при этом возникает ослабление вкладыша ("разболтанность") с соответствующим ухудшением вибрационного состояния машины; одновременно появляется трудноустраняемая деградация опорной поверхности корпуса (бугеля).

2.5. ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ ДИСБАЛАНСА

Предупреждение дисбаланса роторов при изготовлении и ремонте включает ряд специальных технологических операций, которые в основном рассмотрены в гл. 5. Отметим наиболее распространенные из них:

– статическая балансировка насаживаемых деталей; развеска рабочих лопаток при перелопачивании рабочих колес и пальцев при замене муфт или их деталей;

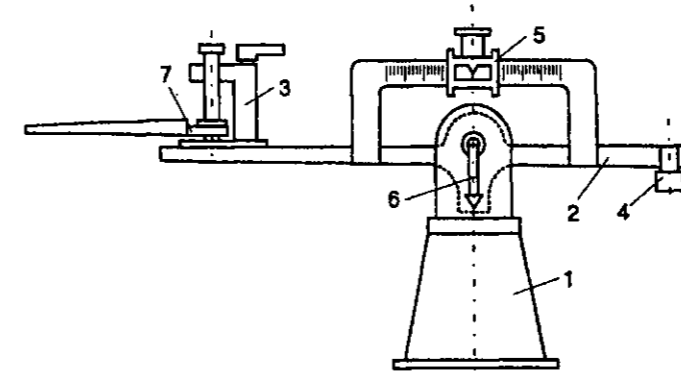


Рис. 6.8. Моментные весы:
 1 – стойка; 2 – коромысло; 3 – зажим лопатки; 4 – противовес; 5 – подвижный груз; 6 – стрелка; 7 – лопатка

- измерение боя ротора при насадке крупных деталей;
 - балансировка гибких роторов в разгонно-балансирующем стенде (РБС) при их изготовлении;
 - балансировка отремонтированных роторов на станке;
 - балансировка валопровода агрегата в собственных подшипниках после капитального ремонта, при котором появляется дисбаланс роторов.
- Центробежная сила, определяемая устанавливаемыми на ротор деталями, определяется выражением

$$C = m\omega^2 r, \quad (6.3)$$

где m – масса детали; r – радиус центра масс.

При развешивании рабочих лопаток паровых и газовых турбин следует учитывать, что для противоположных пакетов или лопаток должно соблюдаться равенство значений mr , что следует из выражения (6.3).

В соответствии с выражением (6.3) с учетом реальных отклонений лопаток по массе и форме принят следующий порядок развески при перелопачивании рабочих колес: развеске подлежат лопатки массой более 200 г для турбин с частотой вращения 3000 об/мин и массой более 350 г – для 1500 об/мин; лопатки массой выше 2 кг или длиной рабочей части свыше 500 мм должны развешиваться на моментных весах (рис. 6.8).

При частичной замене лопаток в ступени следует по возможности произвести взвешивание заменяемых и заменяющих лопаток. Суммарный дисбаланс при этом следует компенсировать установкой соответствующего груза. Если эта процедура не выполнена, то замена даже одной

крупной лопатки может существенно повлиять на вибрацию агрегата и потребует балансировки.

Измерение прогиба ротора производится при каждом капитальном ремонте в определенных контрольных местах ротора [45, 59]. Изменение боя ротора в процессе эксплуатации свыше 0,02 - 0,03 мм является ненормальным и может привести к повышению вибрации.

Методы балансировки рассматриваются в гл. 5. В связи с важностью вопроса уместно здесь еще раз напомнить об особых условиях балансировки гибких роторов на балансировочных станках после ремонта, описанных в п. 2.2 гл. 5.

2.6. ЦЕНТРОВКА РОТОРОВ

Методика центровки роторов без принципиальных изменений существовала более столетия, являясь, пожалуй, наиболее консервативной частью технологии ремонта. Однако в последние годы произошли существенные усовершенствования в этой области: возникла особая культура определения и учета эксплуатационных расцентровок [22], о чем уже шла речь в гл. 3 (п. 5) и гл. 4 (п. 5); наряду с измерением положения осей роторов возникли методы центровки, предполагающие определение опорных реакций и тензометрирование напряжений в валу при расцентровках; появились новые средства и методы центровки.

Рассмотрим некоторые элементы новой технологии центровки.

Существенным усовершенствованием технологии центровки статорных деталей (уплотнений, обойм, диафрагм) оказалось использование оптической трубы-телескопа, предложенное фирмой "Тейлор и Хопсон" (Англия) и нашедшее широкое применение в отечественной практике при монтаже турбоагрегатов на электростанциях [36].

Позднее оптическая труба была заменена лазером.

Фирма "Прюфтехник" (Германия) выпускает специальную аппаратуру для центровки, содержащую миниатюрные лазеры и микропроцессорные модули, последние производят измерения и выполняют необходимые расчеты.

Специальный способ и устройство для центровки роторов, содержащее автономный источник крутящего момента для автоматического поворота роторов на 90°, используется в США [92].

Предложен метод центровки, использующий измерения опорных нагрузок с помощью подъемников с гидроприводом и тензометрических измерителей напряжений валопровода на участках, соседних с муфтами (изобретение США) [88]. Измерения и обработка результатов производится микропроцессорной системой. В процессе центровки осуществляется приведение роторной системы к такому состоянию, при котором достигаются оптимальные опорные нагрузки и минимальные напряжения в валопроводе.

ВТИ разработал уже упоминавшийся выше способ определения расцентровок путем измерения опорных реакций посредством домкрата с ручным гидроприводом [22].

Имеется целый ряд технических решений, позволяющих автоматически наблюдать за изменением центровки в процессе работы машины, в их числе стационарные телеметрические системы мониторинга, использующие измерения положения оси машины и нагрузок на опоры. При этом используются разные физические принципы и разные первичные источники информации: гидроуровни с электрическим выходом, вихретоковые датчики, тензометры, бесконтактный токосъем электрических сигналов с датчиков, вращающихся вместе с валом, и др.

Наиболее интересными для нашего читателя являются, пожалуй, разнообразные программы для расчета центровки, реализуемые на ПЭВМ, в их числе и экспертные системы. По каждому типу агрегатов в памяти ПЭВМ хранятся все необходимые данные по их геометрическим параметрам, используемым в расчетах. Вручную либо от выходов измерительной аппаратуры в ПЭВМ осуществляется ввод информации, характеризующей расцентровку роторов по муфтам и по расточкам уплотнений. Программа находит оптимальное решение задачи центровки на основе технико-экономических критериев с учетом всех обстоятельств и технологической ситуации: наименьших остаточных расцентровок при минимальных перемещениях подшипников и уплотнений либо минимальных затратах на работы по центровке. В связи с тем, что существует большое количество близких по качеству решений, программа благожелательно относится к мнению пользователя, который общается с ней в режиме диалога. Из всех имеющихся программ центровки отметим наиболее известные: 1) экспертная система, разработанная Ростовским-на-Дону институтом механики и математики (руководитель разработки А. Я. Сапожников); 2) программа, разработанная Харьковским ЦКБ УНПО "Энергопрогресс" (руководитель разработки В.Л.Шибер).

Остановимся на традиционных технологических неточностях при центровке.

В п. 2.4 этой главы уже было сказано о нарушении прилегания вкладышей по опорным колодкам при центровке. Кроме того, как правило, при определении толщины прокладок для изменения центровки в расчет принимаются углы, соответствующие серединам колодок, в то время как контакт обычно соответствует краям (рис. 6.7). Вследствие этого на колодках обычно возникает избыточный натяг, а изменение положения осей лишь приблизительно соответствует расчету. Это требует по крайней мере проверки центровки после перекладки прокладок, нередко после такой проверки выявляется необходимость подцентровки. Какое-либо уточнение расчета с учетом этого обстоятельства целесообразно с применением ПЭВМ.

Проверка центровки после перекладки прокладок необходима также и потому, что при этом не исключено появление погрешностей из-за возможных дефектов прокладок либо попадания грязи, либо небрежности персонала при выполнении этой операции.

При остывании машины перед ремонтом за счет сил трения при осевых перемещениях подвижных корпусов по фундаментным плитам (см. ниже в п. 3) возникают напряжения, деформирующие опорную систему (фундаментные ригеля, корпуса); вследствие этого меняется положение осей подшипников и расточек. С учетом этого обстоятельства для исключения ошибок при центровке в сомнительных случаях рекомендуется перед центровкой приподнимать краном (подрывать) корпуса подшипников. Опыт показывает, что после подрыва корпусов могут происходить заметные перемещения опорных элементов, при этом исключаются дополнительные погрешности центровки.

Заводы-изготовители машин обычно задают необходимую величину "холодной" расцентровки по муфтам с учетом эксплуатационных расцентровок. Отклонения от этих рекомендаций с учетом имеющихся измерений эксплуатационных расцентровок либо их экспертной оценки возможны только в том случае, если при этом безусловно не возникают чрезмерные напряжения в болтах либо шейках, а также перегрузки подшипников. Опыт, однако, показывает, что это обстоятельство недооценивается: из-за чрезмерной "холодной" расцентровки имели место разрывы болтов на муфтах, а также повреждения баббита опорных подшипников.

Остается упомянуть о предупреждении чрезмерных эксплуатационных расцентровок вследствие нагрева подшипников и фундамента. Эти расцентровки не фатальны: применение охлаждающих и теплоизоляционных экранов (там, где это позволяет сделать конструкция машины) могут существенно уменьшить эти расцентровки. Такие устройства используются не только при наладке машины, но иногда предусматриваются при ее изготовлении. Существует идея предварительного нагрева фундамента перед пуском машины, чтобы исключить повышенную вибрацию, а также усталостный износ болтов муфты и шеек вала из-за большой "холодной" расцентровки.

3. НОРМАЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ТУРБИН

Отметим наиболее существенные особенности конструкций элементов турбины, обеспечивающих ее тепловые перемещения.

Лапы цилиндра опираются на поперечные шпонки, закрепленные на корпусе подшипника. Вертикальная шпонка удерживает цилиндр от перемещений в поперечном направлении. Корпус подшипника опирается на фундаментную плиту и перемещается по ней, направляемый осевым шпоночным соединением. Корпуса и цилиндры имеют ограничители вер-

тикальных перемещений в виде дистанционных болтов либо Г-образных шпонок ("диванчиков"), по которым устанавливается зазор 0,05 - 0,1 мм. Нагрузки на поверхности скольжения определяются весовыми нагрузками, а также нагрузками, возникающими при тепловых деформациях присоединенных к цилиндру крупных паропроводов. Последние действуют не только в вертикальном, но и в поперечном и осевом направлениях. В некоторой точке на оси выбирается сечение, в котором турбина фиксируется относительно фундамента в осевом направлении, неподвижная точка (так называемый фикс-пункт) находится на пересечении осей продольной и поперечных шпонок, располагающихся на опорной поверхности фундаментной плиты.

В п. 5.3.2 гл. 4 описан характер изменений вибрации при ненормальных перемещениях подвижных корпусов подшипников турбин. Из главы 3 ясно, что эти изменения являются следствием снижения жесткости опор из-за возможного появления неплотностей по опорной поверхности, а также следствием расцентровок, возникающих под действием деформаций фундамента и корпусов из-за чрезмерных сил трения. Ненормальности при тепловых расширениях турбин влияют не только на вибрацию: при остановке подвижного корпуса ненормально увеличиваются относительные перемещения роторов, что препятствует необходимому изменению режима нагружения.

Препятствия для тепловых перемещений турбин возникают в процессе износа шпоночных соединений и опорных поверхностей трения, а также вследствие возможных деформаций фундамента по мере просадок его основания. Эти факторы усугубляются недостатками конструкции и монтажа турбины, следствиями которых могут быть ненормальные вертикальные нагрузки на опорные элементы, а также несимметричные относительно оси деформации цилиндров, вызывающие перекосы в шпоночных соединениях.

Краткое содержание мероприятий по нормализации тепловых перемещений турбин:

- исключение перекосов в шпоночных соединениях за счет обеспечения соосности шпонок и шпоночных пазов, а также устранение изломов оси машины в горизонтальном направлении, возникающих при деформациях фундаментов;
- обеспечение нормальных вертикальных нагрузок на лапы цилиндров; последние определяют с помощью специальных динамометрических болтов, вворачиваемых в лапы, и регулируют изменением нагрузки на подвески крупных паропроводов;
- обеспечение нормального состояния поверхностей скольжения путем соответствующей обработки;
- снижение сил трения на поверхностях скольжения с помощью специальных смазок и покрытий: применение специальной смазки на основе

дисульфидомolibдена, серебряный сплав на поверхностях шпонок, фторлоновое покрытие на поверхностях фундаментных плит, поверхностное повышение твердости шпонок и др.;

– применение специальных составных поперечных шпонок конструкций ЦКТИ и ТМЗ, обеспечивающих поворот шпонки вокруг вертикальной оси, а в некоторых конструкциях также и вокруг горизонтальной; это обеспечивает соосность шпонок и шпоночных пазов при деформациях цилиндров и лап;

– снижение опрокидывающего момента от сил трения за счет переноса передачи осевых усилий с поперечных шпонок, находящихся на уровне оси ротора, на специальные устройства (так называемые "тяги-толкаи"), располагающиеся ниже; в некоторых конструкциях предусматривается передача осевого усилия от цилиндра к цилиндру, помимо корпуса подшипника.

Детально мероприятия по нормализации тепловых перемещений турбин рассматриваются в специальном нормативном документе [40].

В ряде случаев следствием ненормальностей при тепловых расширениях турбин является отрыв корпусов от фундаментных плит. Между корпусом и плитой появляется небольшой зазор, величина которого ограничена дистанционными болтами и другими элементами (см. выше). Этого зазора достаточно, чтобы резко снизилась опорная жесткость и существенно выросла вибрация. Наблюдались случаи возрастания интенсивности вибрации по этой причине в 3 раза и более.

Простейшим способом предотвращения отрыва корпусов от фундаментных плит является установка специального устройства, прижимающего корпус к плите с заданным усилием [73] (рис. 6.9).

Устройство устанавливается взамен дистанционного болта, ограничивающего вертикальные перемещения корпуса. Устройство содержит тарельчатую пружину 4, помещенную между головкой болта 3 и дистанционной втулкой 5, длина которой выбрана так, чтобы при затяжке болта до упора в плиту 1 по ее торцу был обеспечен тепловой зазор около 0,1 мм. Другой торец втулки скользит по гладкой и твердой прокладке 6, через кото-

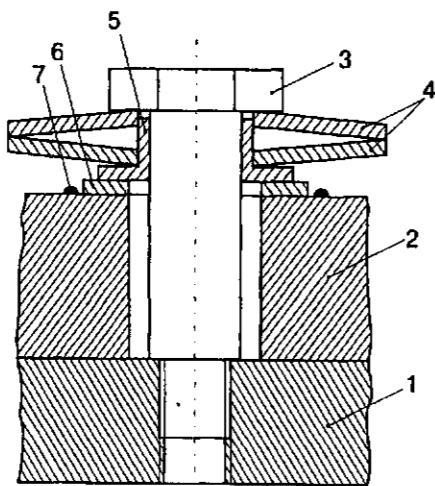


Рис. 6.9. Устройство для ограничения вертикальных перемещений корпуса (обозначения в тексте)

рую усилие пружины передается на корпус 2. Прокладка 6 фиксируется от перемещений сварочными выступами 7.

Натяг пружины, как нетрудно видеть, определяется размерами деталей в направлении оси болта. В качестве материала для пружины выбирают одну из рессорно-пружинных сталей либо легированную сталь с пределом текучести не менее 80 кг/мм². Геометрические размеры тарельчатой пружины и необходимый натяг, обеспечивающий заданное усилие, определяются расчетом, который описан в конструкторских справочниках.

Как правило, для закрытия возникающего зазора необходимо относительно небольшое усилие, которое обычно меньше расчетной доли вертикальной нагрузки, приходящейся на опорную поверхность в районе заемаемого дистанционного болта.

Опыт использования этого устройства описан в гл. 8 (п. 6, эпизод 44). На подшипнике турбины мощностью 800 МВт при прогреве вследствие деформации корпуса под действием чрезмерного осевого усилия корпус отрывался от плиты, вибрация при этом возрастала с 20 до 60 мкм и более. После установки описанного устройства на месте одного дистанционного болта рост вибрации при прогреве турбины был устранен. В рассматриваемом случае был установлен натяг пружины около 2 мм, что создавало дополнительную нагрузку около 3 т.

Мы подробно остановились на данном устройстве потому, что его оперативная установка возможна в процессе наладки машины без вмешательства в режим ее работы. Изготовить устройство можно в условиях мастерских предприятия (электростанции).

4. ГАШЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ

4.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Задача снижения интенсивности вибрации машин является основной частью общей задачи защиты объектов от вибрации и ударов, которая представляет важнейшую область вибрационной техники [10] (том 6), [12] (гл. III, VII).

Снижение интенсивности вибрации машин и других связанных с ними объектов может быть достигнуто следующими способами:

– уменьшением механических воздействий со стороны источника вибрации на объект, называемое снижением виброактивности источника; источником в роторных машинах преимущественно является ротор;

– установкой между источником и объектом дополнительной механической системы, называемой виброизолятором (амортизатором), соответственно способ называется виброизоляцией;

– изменением конструкции объекта, при котором действующие динамические силы будут вызывать менее интенсивные колебания машины,

такой способ называется внутренней виброзащитой; внутренняя виброзащита осуществляется применением дополнительных связей и изменением жесткости существующих, присоединением дополнительных масс, установкой демпферов (специальных устройств, поглощающих энергию колебаний в основном за счет трения) и др.; изменения конструкции направлены на отстройку объекта от резонансов и демпфирования колебаний в области частот механических воздействий, имеющих существенную интенсивность;

– присоединением к объекту дополнительной механической системы, изменяющей характер его вибрации; присоединяемая система называется динамическим гасителем вибрации (ДГВ).

Демпферы, виброизоляторы, динамические гасители вибрации и другие устройства, способствующие снижению вибрации, в совокупности называются виброзащитными устройствами. Виброзащитные устройства, использующие энергию колебаний источника и силы инерции, называют пассивными, в отличие от них активные виброзащитные устройства имеют автономный источник энергии. Наиболее распространены пассивные виброзащитные устройства.

Снижение виброактивности источника вибрации нами достаточно подробно рассмотрено выше в этой главе и в главах 3 и 5 (балансировка роторов и др.). Рассмотрим другие способы виброзащиты.

4.2. ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ

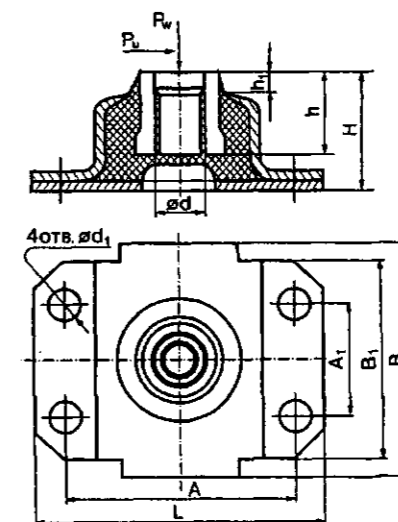
Действие виброизоляции сводится к ослаблению связи между источником и объектом, при этом уменьшаются динамические воздействия, передаваемые объекту. Установка виброизоляторов связана с целым рядом дополнительных проблем: повышенные относительные статические перемещения источника и объекта, большие амплитуды виброперемещений при ударах и низкочастотных воздействиях. Поэтому применение виброизоляции как метода виброзащиты во многих случаях связано с нахождением компромисса, при котором могут быть удовлетворены противоречивые требования к состоянию источника и объекта.

Обычно виброизоляция предусматривается конструкцией объекта и при виброналадке эксплуатируемого оборудования используется относительно редко, в связи с чем ограничимся кратким описанием этого способа виброзащиты.

Чаще виброизоляция используется при установке защищаемых объектов (например, электронных приборов) на вибрирующее основание (например, в транспортных средствах).

В роторных машинах виброизоляция обычно применяется для защиты основания (фундамента). При этом виброизоляция в большинстве слу-

Рис. 6.10. Виброизолятор типа АКСС



чаев осуществляется путем установки виброизоляторов между корпусом машины и основанием.

Промышленностью серийно выпускается около десятка типов виброизоляторов. По используемым материалам они могут быть резиноталлическими, пружинными, цельнометаллическими. Для демпфирования используется сухое трение либо воздушное дросселирование, может использоваться внутреннее демпфирование материала, при этом для металлических виброизоляторов демпфирование практически отсутствует. Номинальная весовая нагрузка на один виброизолятор варьирует от долей кг до сотен кг.

На рис. 6.10 представлен один из типов (АКСС) серийно выпускаемых резиноталлических виброизоляторов. Основным элементом является фасонный резиновый массив, спрессованный с металлической втулкой и корпусом. Лапы машины крепятся к втулке, а корпус устанавливается на защищаемое основание.

Типичная амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) виброизолятора представлена на рис. 6.11.

Как видно из АЧХ, виброизолятор эффективно работает в области высоких частот, при этом динамическое воздействие снижается в десятки раз. В то же время на резонансной частоте, которая определяется жесткостью виброизолятора и массой машины, динамическое воздействие усиливается. Последнее требует, чтобы на резонансной частоте

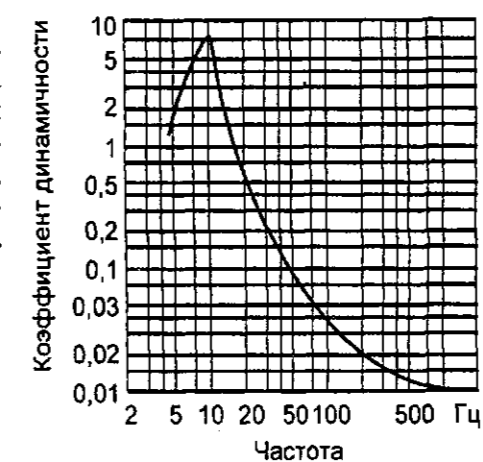


Рис. 6.11. Возможная АЧХ виброизолятора при номинальных весовых нагрузках

существенные возмущающие силы либо были исключены, либо не представляли опасности.

Виброизоляция роторной машины обычно не ограничивается установкой виброизоляторов под лапы: бывает необходимо установить податливые элементы на все подведенные к машине коммуникации, прежде всего на жесткие трубопроводы.

4.3. ОТСТРОЙКА ОТ РЕЗОНАНСА И ДЕМПФИРОВАНИЕ

Отстройка от резонанса и демпфирование, как было сказано, являются средствами внутренней виброзащиты машины. Цель отстройки от резонанса состоит в увеличении коэффициента запаса от резонанса, который определяется отношением частоты вибрации к собственной частоте колебаний объекта. Целью демпфирования является снижение интенсивности вибрации преимущественно на резонансной частоте и вблизи нее.

Уже на стадии проектирования расчетом системы "машина-фундамент-основание" должны быть обеспечены такие собственные частоты, чтобы ни одна из них не попадала в диапазон рабочих частот, во всяком случае частот, при которых машина работает длительное время. Например, для энергетических турбоагрегатов с номинальной частотой вращения 3000 об/мин эти частоты не должны быть вблизи 50 и 100 Гц.

К сожалению, расчеты из-за их недостаточной точности не могут обеспечить это условие, и очень часто на эксплуатируемых машинах можно наблюдать резонансные явления. В этих случаях отстройка от резонанса и демпфирование резонансных колебаний производится либо на стадии доводки головного образца машины, либо в процессе виброналадки машины, уже находящейся в эксплуатации.

Как уже было сказано в главах 3 (п. 6) и 4 (п. 4.1.2), наличие резонанса обнаруживается при снятии частотной характеристики вибрации, а отстройка от резонанса производится путем изменения жесткости опорной системы либо путем установки дополнительной массы на резонирующий объект. Увеличение жесткости приводит к повышению собственной частоты объекта и смещению резонанса в область более высоких частот. Снижение жесткости, как и увеличение массы, смещает резонанс в область более низких частот. Демпфирование колебаний снижает интенсивность вибрации при резонансе. Эти закономерности уже знакомы читателю из глав 1, 3 и 4. Ниже речь пойдет о некоторых конструктивных решениях и технологических мероприятиях при отстройке объекта от резонанса и демпфировании.

Прежде всего остановимся на основных принципах конструктивных изменений, связанных с отстройкой от резонанса.

Повышение резонансной частоты более целесообразно, если резонанс несколько выше преобладающей частоты возмущений и наоборот. Однако если изменение резонансной частоты при этом достаточно велико, то оно всегда эффективно.

Ужесточение опорных конструкций осуществляется путем установки связей, работающих на растяжение-сжатие, либо специальных конструкций, повышающих изгибную или крутильную жесткость. Решение о конструкции дополнительных связей принимается на основе рассмотрения формы колебаний объекта при резонансных колебаниях.

Для каждой формы характерно определенное распределение амплитуд колебаний и изгибающих (или крутящих) моментов. Связи целесообразно устанавливать между точками, имеющими наибольшие относительные перемещения, увеличение изгибной жесткости целесообразно в местах наибольших изгибающих моментов, а увеличение крутильной жесткости — в местах наибольших крутящих моментов. Для иллюстрации рассмотрим сечение резонирующего фундамента в плоскости ригеля и колонн (рис. 6.12), при этом установленный на ригеле подшипник совершает интенсивные колебания в вертикальном направлении.

Связи, работающие на растяжение, эффективны между точками *C* и *D*, имеющими наибольшие относительные перемещения, и малоэффективны между точками *A* и *F*, *B* и *E*.

Устанавливаемые связи и ужесточающие элементы имеют массу, в связи с чем эффект от повышения жесткости частично или полностью обесценивается за счет такого увеличения массы, это должно учитываться при установке связей: они должны располагаться преимущественно в местах наименьших абсолютных виброперемещений либо иметь возмож-

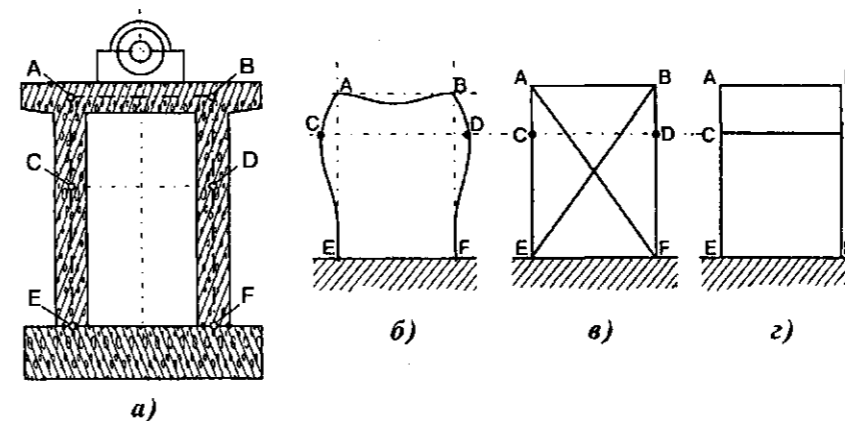


Рис. 6.12. Установка связей на резонирующем фундаменте: *a* — конструкция узла фундамента; *b* — форма колебаний фундамента; *в* — установка связей малоэффективна; *г* — установка связей эффективна

но меньшую массу. Рассмотрим, например, фундаментный узел, имеющий конструкцию, представленную на рис. 6.12, а, при этом собственная форма резонансных колебаний отличается от рассмотренной выше и связана с интенсивными колебаниями подшипника в поперечном направлении (рис. 6.13, а). Ужесточение ригеля, хотя и несколько повышает жесткость фундаментного узла, однако связанное с ним увеличение массы делает такое мероприятие неэффективным либо малоэффективным в зависимости от конкретных параметров, в этом случае может дать хороший эффект увеличение жесткости колонн, преимущественно в нижней части (рис. 6.13, б и в).

Для роторных машин с гибкими роторами характерна еще одна особенность: если гибкий ротор на жестких опорах имеет резонансную частоту, близкую к номинальной, то мероприятия по изменению жесткости и массы опорной системы могут оказаться малоэффективными, поскольку определяющими являются упругомассовые характеристики ротора, а не опор.

Следует иметь также в виду еще одно обстоятельство, связанное с повышением жесткости опорной системы. Это изменение жесткости приводит к снижению интенсивности вибрации даже в том случае, когда запас от резонанса не меняется, вследствие уменьшения прогибов от действия динамических нагрузок. Однако динамические реакции опор и действующие динамические напряжения в опорных конструкциях могут при этом не уменьшиться. Таким образом, достигается чисто косметический эффект, целесообразность которого весьма сомнительна. Следовательно, при увеличении жесткости опор необходимо достичь увеличения запаса от резонанса.

Присоединяемые массы следует устанавливать вблизи мест наибольших амплитуд колебаний с резонансной частотой и так, чтобы не вызвать существенного повышения жесткости объекта. Если эти массы устанавли-

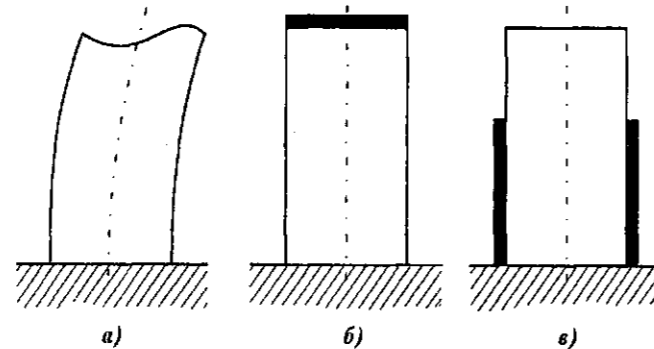


Рис. 6.13. Повышение изгибной жесткости элементов фундамента: а – форма колебаний; б – ужесточение ригеля; в – ужесточение колонн

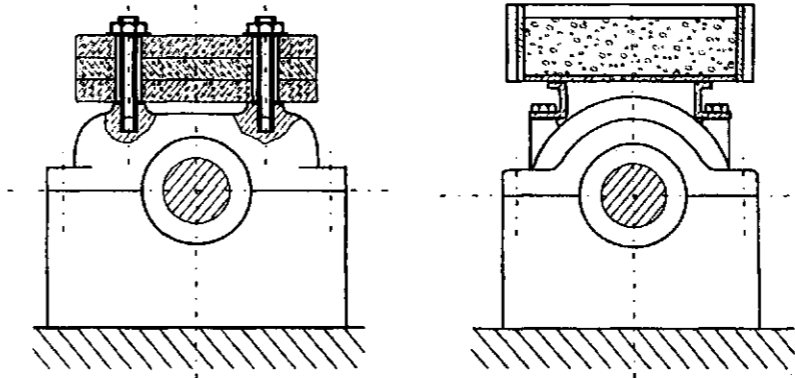


Рис. 6.14. Установка дополнительной массы для отстройки от резонанса

Рис. 6.15. Демпфер с дробью на корпусе подшипника

ливаются на наружных поверхностях, следует позаботиться о том, чтобы не внести существенного ухудшения эстетического облика (архитектуры) машины. В связи с тем, что конструкции устанавливаемых масс, как правило, не испытывают больших динамических напряжений, целесообразно их изготавливать из дешевых материалов, например из бетона или из чугуна. Наиболее типичная конструкция массы из бетонных плит, устанавливаемых на крышке подшипника, представлена на рис. 6.14.

Рассмотрим демпферные устройства, или поглотители вибрации.

Демпферное устройство обычно представляют собой либо сейсмическую массу, колебания которой относительно объекта демпфируются за счет трения (сухого или вязкого), либо емкость с насыпным содержимым, внутри которого энергия колебаний рассеивается при взаимном перемещении элементов этого содержимого. Демпферы с сейсмической массой чаще используются для поглощения крутильных колебаний роторов.

На крупных турбоагрегатах в качестве демпферов используются емкости с дробью (рис. 6.15). При этом достигается одновременно эффект увеличения массы и снижается частота резонанса.

4.4. ДИНАМИЧЕСКИЕ ГАСИТЕЛИ ВИБРАЦИИ

4.4.1. Общие сведения

Динамический гаситель вибрации (ДГВ) представляет собой упруго-массовую систему, присоединяемую к защищаемому объекту. Между объектом и динамическим гасителем возникают силовые взаимодействия инерционной природы, меняющие настройку объекта по отношению к преобладающей частоте возбуждения либо иным образом компенсирующие действующее динамическое возбуждение. Более точно такие устрой-

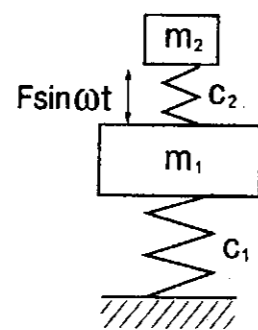


Рис. 6.16. Схема объекта с ДГВ

ства называются инерционными динамическими гасителями.

При существующем разнообразии инерционных ДГВ, отличающихся по принципу действия [10] (том 6, часть 4), наибольший интерес для задачи вибрационной наладки роторных машин вследствие простоты и надежности представляет пружинный одномассовый ДГВ. Ниже рассмат-

риваются именно такие ДГВ.

На рис. 6.16 представлена схема, которая моделирует объект с установленным на нем ДГВ: эквивалентная масса объекта – m_1 , эквивалентная жесткость объекта – c_1 , масса ДГВ – m_2 , жесткость ДГВ – c_2 . Характерные амплитудно-частотные характеристики объекта с установленным на нем ДГВ представлены на рис. 6.17.

При некоторой частоте амплитуда колебаний массы m_1 (объекта) равна нулю. Для рассматриваемой схемы при частоте возбуждения ω состояние неподвижности массы m_1 возникает при соотношении

$$\frac{m_2}{c_2} = \omega^2. \quad (6.4)$$

Динамический прогиб y_2 (амплитуда колебаний) массы m_2 при этом зависит от возмущающей силы $F \sin \omega t$, действующей на массу m_1 , и определяется простой формулой

$$y_2 = \frac{F}{c_2} \quad (6.5)$$

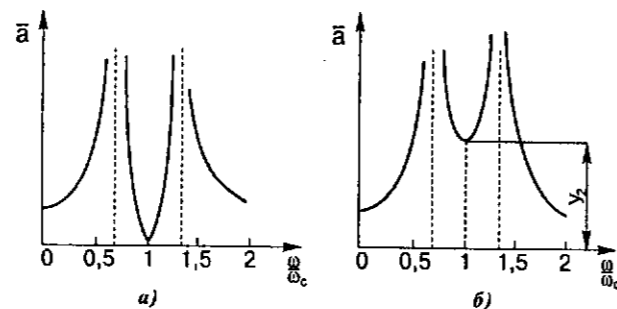


Рис. 6.17. Амплитудно-частотная характеристика объекта (а) и гасителя (б): y_2 – амплитуда колебаний гасителя при неподвижном объекте

Непосредственно из (6.5) следует важное свойство ДГВ: он может быть использован для определения действующей на объект динамической нагрузки F , поскольку жесткость его обычно известна, а амплитуда колебаний может быть измерена:

$$F = y_2 c_2. \quad (6.5a)$$

Из (6.4) и (6.5) следует:

- собственная частота ДГВ, закрепленного на жестком основании, должна быть равна частоте возмущений объекта;
- динамический прогиб ДГВ в режиме полного гашения вибрации объекта равен статической деформации ДГВ под действием силы F ;
- если рассматриваемый динамический прогиб ДГВ создает в его упругом элементе напряжения, превосходящие предел усталостной прочности, то такой ДГВ в процессе работы разрушится и процесс гашения вибрации прекратится.

Из сказанного ясно, что колебания массы ДГВ компенсируют действующую на объект силу. Компенсирующая способность ДГВ тем выше, чем больше его прочность. Поскольку размеры ДГВ регламентированы конструктивными параметрами объекта, эстетическими требованиями и условием (6.4), наиболее напряженная деталь ДГВ – упругий элемент – должна выполняться из материала, обладающего достаточной усталостной прочностью.

Важнейшим свойством рассматриваемых ДГВ является то, что гашение вибрации достигается на единственной частоте и вблизи нее, в связи с чем их применение в основном ограничивается роторными машинами, в составе которых имеются синхронные генераторы либо электродвигатели переменного тока.

Для машин, работающих с переменной частотой вращения, применяются ДГВ с трением. Их основное назначение – погасить вибрацию вблизи резонансной частоты. ДГВ с трением нами не рассматриваются, а для рассматриваемых ДГВ трение является вредным: остаточная вибрация при оптимальной настройке ДГВ пропорциональна трению.

4.4.2. Некоторые конструкции ДГВ

Простейшей конструкцией ДГВ является стержень, жестко закрепленный на объекте, на конце которого установлена масса (так называемый стержневой ДГВ) (рис. 6.18).

Масса совершает колебания в поперечном относительно оси стержня направлении, в этом же направлении происходит гашение колебаний защищаемого объекта.

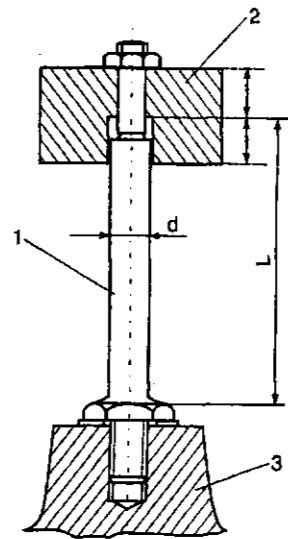


Рис. 6.18. Стержневой ДГВ:
1 – стержень; 2 – масса; 3 – защищаемый объект

Расчет ДГВ состоит в определении его конструктивных размеров и масс, максимальной компенсирующей силы и предельно допустимой амплитуды при заданных допустимых напряжениях. Упрощенная расчетная схема представляет собой невесомую консольную балку с точечной массой на конце. Для этой расчетной схемы с учетом конструктивных соображений получены приводимые формулы.

Диаметр стержня d из соображений прочности принимаем равным номинальному диаметру резьбы в отверстии, используем для установки ДГВ. Для массы груза выбираем значение, примерно соответствующее эмпирической формуле

$$m = 2 \left(\frac{d}{k} \right)^2; \quad (6.6)$$

здесь и ниже m – в кг; d – в см; k – коэффициент частоты, $k = f/50$; при этом f – частота колебаний Гц.

Все остальные параметры ДГВ находятся из расчетной схемы для известной частоты колебаний с учетом (6.4).

Активная длина стального стержня L [см], или расстояние от основания стержня до центра тяжести груза:

$$L = 14,3 \sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2 m}}. \quad (6.7)$$

Максимальная восстанавливающая сила ДГВ

$$F = \frac{0,1 d^3 [\sigma_{-1}]}{L}, \quad (6.8)$$

где $[\sigma_{-1}]$ – допустимое напряжение при знакопеременном цикле.

Максимальный допустимый размах виброперемещения массы S [см]

$$S = \frac{4[\sigma_{-1}]L^2}{3Ed}, \quad (6.9)$$

где E – модуль упругости при растяжении.

Пример.

На корпус подшипника в отверстие под рым с резьбой М20 устанавливается стержневой ДГВ. Частота вибрации 50 Гц.

Стержень выполнен из стали, диаметр стержня в рабочем сечении примем равным 2 см. Из (6.6) масса должна быть около 8 кг, такой ее и примем.

Из (6.7) длина $L=18$ см.

Примем $[\sigma_{-1}]=1000$ кг/см², тогда из (6.8) максимальная восстанавливающая сила ДГВ $F=44$ кг.

Максимальный допустимый размах виброперемещения массы S находим из (6.9): $S=0,11$ см = 1,1 мм.

Как видно из примера, стержневые ДГВ обладают весьма скромными возможностями в смысле компенсации силовых возмущений. Даже при увеличении сечения стержня и использования высокопрочных материалов компенсирующая способность стержневого ДГВ для реальных конструкций ограничивается сотнями кг. В связи с этим стержневые ДГВ применяются на небольших объектах, например на подшипниках возбудителей и корпусах подвозбудителей турбоагрегатов, на узлах механизмов вспомогательного оборудования. Установка стержневых ДГВ на крупные объекты обычно приводит к их быстрому усталостному разрушению.

Гораздо более мощными являются балочные ДГВ специальной конструкции – рис. 6.19 [75, 76].

Примерные габариты такого ДГВ для крупного турбоагрегата в мм (длина, ширина, высота) составляют 1000x200x200, общая масса около 200 кг. Для специальных случаев эти параметры могут существенно отличаться. Расчеты ДГВ производятся по специальной программе, которая учитывает, в частности, распределенные параметры масс и жесткостей сечений, упругомассовые свойства конструкции мест крепления на объекте и условия закрепления ДГВ.

Компенсирующая сила для рассматриваемых ДГВ измеряется тоннами и при необходимости может быть доведена до 10 тс при соблюдении эстетических требований (отсутствие элементов ДГВ, существенно выходящих за габариты соседних узлов машины). Этого, как правило, достаточно для всех случаев, когда применение ДГВ выполнено корректно (см. ниже).

Опыт применения ДГВ показал, что при уровне динамических напряжений около 1000 кг/см² для стали 45 они, как правило, работают длительно без повреждений и изменений настройки. Однако при недостаточ-

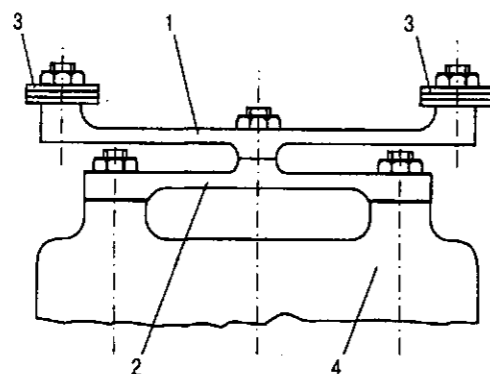


Рис. 6.19. Балочный ДГВ:
1 – наружная балка; 2 – внутренняя балка; 3 – регулируемые массы; 4 – защищаемый объект

ном контроле за качеством используемого материала (ликвационные дефекты, нарушения структуры, неправильная термообработка) могут возникать усталостные разрушения ДГВ. Как уже говорилось выше, усталостные разрушения ДГВ возникают прежде всего при недостаточной компенсирующей силе из-за чрезмерных динамических напряжений.

4.4.3. Настройка ДГВ

Расчеты ДГВ не обеспечивают точного совпадения их собственной частоты с частотой возбуждения, поэтому при установке ДГВ производится их настройка непосредственно на вибрирующем объекте.

Для стержневых ДГВ настройка производится за счет перемещения массы вдоль стержня по резьбе, а для балочного ДГВ – за счет изменения присоединяемых масс.

В процессе настройки ДГВ добиваются минимальной амплитуды вибрации объекта. Для настройки следует изменять регулируемую величину достаточно мелкими шагами в диапазоне от минимального до максимального значений, например для масс – от нуля до максимума. Каждый шаг при изменении регулируемой величины должен сопровождаться тщательной затяжкой всех резьбовых соединений, включая контргайки, нарушение этого требования является наиболее распространенной причиной неудач при настройке. Уменьшить количество шагов (что важно для балочного ДГВ) позволяет контроль не только амплитуд, но и фаз вибрации объекта и ДГВ: при переходе через оптимальную точку фаза относительной вибрации ДГВ и объекта меняется на 180° , при этом если присоединяемые массы малы, объект и ДГВ вибрируют синфазно, а если велики – противофазно.

После настройки необходимо оценить амплитуду колебаний масс ДГВ. Если эта амплитуда превышает предельно допустимую, то необхо-

димо принять меры по снижению динамических нагрузок (например, балансировкой ротора) либо по повышению компенсирующей силы ДГВ путем изменения его конструктивных параметров.

4.4.4. Динамические свойства объекта с ДГВ

Воздействие установленного ДГВ на объект меняет его динамические свойства, при этом помимо снижения вибрации происходят изменения действующих динамических нагрузок на опорные элементы объекта, обычно в сторону их снижения. В особых случаях эти динамические нагрузки могут возрасти, что приведет к снижению надежности машины, в таких случаях применение ДГВ является некорректным. В зависимости от соотношения масс объекта и ДГВ меняется диапазон частот возбуждения, внутри которого достигается необходимое снижение вибрации объекта.

При рассмотрении динамических свойств объекта с ДГВ нас будут интересовать вопросы изменения динамических опорных реакций, а также достаточность диапазона частот, внутри которого достигается необходимое снижение вибрации.

Для исследования динамики рассматриваемой системы использована простейшая математическая модель: гибкий одномассовый ротор, опирающийся на упругомассивный корпус, к которому присоединен ДГВ (рис. 6.20). Все массы движутся поступательно в одном направлении, демпфирование не учитывается.

Несмотря на большие упрощения реальной системы, рассматриваемая математическая модель позволяет определить интересующие нас закономерности динамики объекта с ДГВ.

Расчеты на рассматриваемой математической модели производились для широкого диапазона частот возбуждения и соотношений масс и жесткостей ее элементов. В связи с тем, что материалы расчетов в данной книге не могут быть представлены вполне, выделим лишь те из них, которые представляют наибольший практический интерес.

Отметим прежде всего, что рассматриваемая расчетная схема без ДГВ имеет две массы и две жесткости – корпуса и ротора – и соответственно две степени свободы, каж-

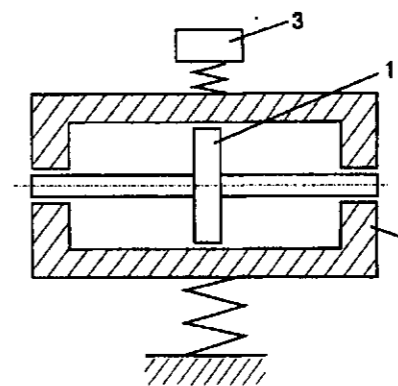


Рис. 6.20. Динамическая схема гибкого ротора на упругомассивном статоре с ДГВ:
1 – ротор; 2 – статор; 3 – ДГВ

дой из которых соответствует своя собственная частота и форма колебаний. Для более низкой частоты массы корпуса и ротора колеблются синфазно, для более высокой – противофазно. Парадокс состоит в том, что для более низкой собственной частоты системы ротор–корпус установка ДГВ повышает собственную частоту системы, а для более высокой – снижает. В связи с этим качественно по-разному система откликается на присоединение ДГВ в зависимости от того, вблизи какой из двух упомянутых собственных частот находится частота компенсируемого возбуждения.

Оценки показывают, что в системах с реальным соотношением масс и жесткостей ротора и корпуса ротор и корпус колеблются синфазно по крайней мере в области частот до двойной оборотной. В связи с тем, что нас в принципе интересует очень узкая область частот вблизи частоты возбуждения, можно рассматривать лишь одну собственную частоту и одну степень свободы. Это соображение распространяется не только на расчетную схему, но и на реальную многомассовую систему. Например, реальный гибкий ротор турбогенератора в области частот до двойной оборотной может иметь до трех собственных частот, из которых рассматривается только та, которая наиболее близка к частоте возбуждения.

Для понимания корректности применения ДГВ достаточно рассмотреть два основных варианта соотношений упругомассивных свойств ротора и корпуса: 1) тяжелый гибкий ротор на легких относительно жестких опорах с определенной податливостью; 2) относительно легкий и жесткий ротор на массивных податливых опорах. На графиках (рис. 6.21) представлена зависимость динамических опорных реакций от частоты возбуждения, на которую настроен ДГВ. Динамические опорные реакции на графиках представлены в относительных единицах:

$$\bar{R} = \frac{R}{F}, \quad (6.10)$$

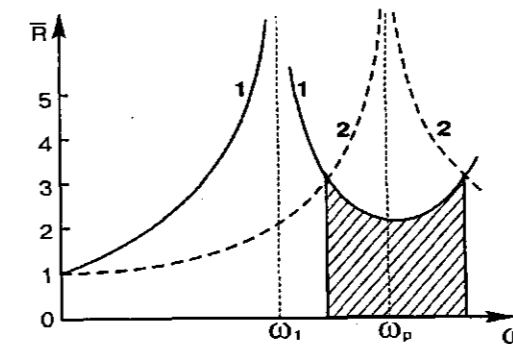
где R – динамическая опорная реакция; F – сила возбуждения.

Как видно из графиков, снижение динамических опорных реакций при применении ДГВ достигается во всех случаях при частотах, находящихся ниже ближайшей собственной частоты системы и в непосредственной близости от нее. Для жестких роторов с ДГВ динамические опорные реакции никогда существенно не превышают уровня возмущающих сил, при этом применение ДГВ особенно эффективно вблизи резонанса системы без ДГВ.

Опасно применять ДГВ для гибких роторов, если их собственная частота на жестких опорах находится вблизи частоты возбуждения, а на реальных опорах – несколько ниже ее.

Рис. 6.21. Динамические реакции опор ротора:

1 – без ДГВ; 2 – ДГВ; ω_1 – собственная частота системы без ДГВ, ближайшая к частоте возбуждения; ω_p – собственная частота ротора на жестких опорах. Заштрихована область частот, где ДГВ применять некорректно



Область частот, при которых применение ДГВ может снизить надежность машины, на графиках заштрихована. Это та область, в которой динамические реакции увеличиваются и превышают величину сил возбуждения.

Можно не заботиться о соблюдении контроля за корректностью установки ДГВ в том случае, если компенсирующая сила ДГВ при наблюдаемых амплитудах колебаний его массы заведомо ниже силы, которая может быть опасна для опоры. Например, можно уверенно говорить о безопасности ДГВ, если его компенсирующая сила не превышает 20% статической опорной реакции.

Не следует забывать, что во всех случаях установка ДГВ снижает величину вибрации и динамические нагрузки на фундамент, поэтому в некоторых случаях можно пойти на безопасное увеличение динамических опорных реакций для достижения этого эффекта.

Рассмотрим вопрос о диапазоне частот возбуждения, внутри которого достигается необходимое снижение вибрации объекта при установке ДГВ. Вновь обратимся к рассмотрению АЧХ объекта с ДГВ, которая представлена на рис. 6.17 в п. 4.4.1.

Наибольший практический интерес представляет случай, когда объект до установки ДГВ находился в резонансе на частоте ω и установленный ДГВ настроен на эту частоту.

Рядом с частотой ω , при которой объект неподвижен, слева и справа имеется две резонансных частоты ω_r , на которых объект интенсивно колеблется. Чем дальше от ω располагаются значения ω_r , тем в большем диапазоне частот вблизи ω следует ожидать снижение вибрации вследствие установки ДГВ: реально достаточное снижение вибрации можно ожидать в половине диапазона частот между двумя резонансными частотами ω_r ; примерно симметрично относительно частоты ω . Ширина рассматриваемого диапазона частот тем больше, чем больше отношение μ массы ДГВ к массе объекта ($\mu = m_2/m_1$).

Зависимость этого диапазона от μ удобнее представить в виде графиков (рис. 6.22).

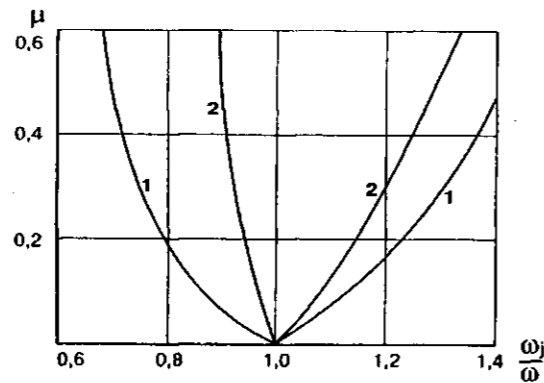


Рис. 6.22. Влияние отношения масс μ гасителя и объекта на собственные частоты ω_j (диапазон гашения):
 1 — $\omega_j = \omega_0$; 2 — $\omega_j = 0,5\omega_0$,
 ω_0 — частота настройки гасителя; ω_0 — собственная частота объекта

Для синхронных машин частота вибрации, кратная частоте вращения, меняется незначительно, в связи с чем могут быть использованы ДГВ с малыми массами. Для весьма малых μ (для $\mu < 0,05$) диапазон частот между двумя резонансными частотами ω_j в относительных единицах может быть определен по простейшей формуле

$$\Delta\left(\frac{\omega_j}{\omega}\right) = \sqrt{\mu} \quad (6.11)$$

Из (6.11) получим для $\mu=0,01$ $\Delta(\omega_j/\omega)=0,1$, а половина диапазона, внутри которого ожидаются приемлемые вибрации, составит 0,05. Например, для частоты 50 Гц при массе ДГВ в 100 раз меньшей массы объекта, снижения вибрации можно ожидать в диапазоне частот от 48,7 до 51,2.

Таким образом, даже ДГВ весьма малой массы обеспечивают снижение вибрации в диапазоне возможных частот вращения синхронной машины, если до установки ДГВ она работала на резонансе. Легкие ДГВ также эффективны и в диапазоне собственных частот объекта, отличающихся от частоты возбуждения в пределах 10 %.

Гораздо уже диапазон частот, внутри которого можно ожидать снижения вибрации, если до установки ДГВ резонанс объекта находился далеко от частоты возбуждения. При этом для собственных частот объекта, существенно более высоких, чем частота возбуждения ($\omega/\omega_0 < 0,5$), относительный диапазон, внутри которого происходит снижение вибрации, примерно равен μ . Для собственных частот объекта, существенно более низких, чем частота возбуждения ($\omega/\omega_0 > 1,5$), применение относительно легких ДГВ вообще невозможно из-за чрезвычайно узкого относительно диапазона частот, внутри которого существенно снижается вибрация.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

АППАРАТНЫЕ И ПРОГРАММНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ КОНТРОЛЯ ВИБРАЦИИ, ВИБРОДИАГНОСТИКИ И БАЛАНСИРОВКИ

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В настоящей главе речь пойдет об обширном инструментарии, который в настоящее время применяется для решения разнообразных задач, связанных с вибрацией роторных машин. Быстрый прогресс в области виброметрии и компьютерных технологий в последние годы радикально изменил рассматриваемые средства.

Принципиальные изменения в области приборостроения вообще и виброметрии в частности связаны прежде всего с распространением цифрового (процессорного) способа обработки сигналов. Приборы в связи с этим обрели память, интеллект, существенно обогатились функционально. Взамен измерительных приборов появились системы контроля и технической (в частности, вибрационной) диагностики, использующие мощную компьютерную инфраструктуру с сетями разного уровня.

Персональный компьютер в настоящее время стал непременным инструментом специалиста, занятого вибрационным обслуживанием машин. В арсенале программных средств сегодня имеются мощные базы данных, диагностические модули, балансировочные и другие технологические программы.

Не останавливаясь на разнообразных ортодоксальных способах классификации аппаратных и программных средств, сгруппируем их в основном для простоты изложения материала по функциональному назначению и способу применения. Отдельно рассмотрим виброаппаратуру, специальные аппаратные средства для автоматизированных систем вибродиагностики и программные средства. Виброаппаратуру по функциональному назначению разделим на контрольную (контрольно-сигнальную), диагностическую (исследовательскую) и балансировочную, а по способу применения — на стационарную и переносную.

Виброизмерительную аппаратуру, другие аппаратные и программные средства для контроля вибрации и вибродиагностики производят многие зарубежные и отечественные производители. Из западных фирм наиболее известны "Брюль и Кьер", "Шенк", "Эндевко", "Бентли Невада", "Филипс", "Сименс", "Прюфтехник", "CSI", "PREDICT/DLI".

Продукция этих фирм нами упоминается только в тех случаях, когда применяемые в ней конструкции и технологии не имеют отечественных аналогов. Из отечественных фирм выбраны НТЦ "ВиКонт", ТОО "Фирма Диамах". Продукция этих фирм наиболее быстро внедряется в энергетике

и газовой промышленности, а также представляет полный спектр необходимых средств для контроля вибрации и вибродиагностики.

Пусть другие производители не посетуют на автора: о них здесь не упоминается не потому, что их продукция чем-то хуже рассматриваемой, а лишь постольку, поскольку она менее известна автору.

Содержание настоящей главы ограничивается минимальными сведениями об аппаратуре, необходимыми читателю. Подробнее вопросы виброизмерений рассматриваются в специальной литературе [25, 26, 46, 51].

2. ВИБРОИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА. НАЗНАЧЕНИЕ, ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И ХАРАКТЕРИСТИКИ

Виброаппаратура предназначена для измерения параметров вибрации в контролируемых точках машины.

Контрольная виброаппаратура предназначена для измерения параметров интенсивности вибрации в контролируемых точках машины, а контрольно-сигнальная также для сигнализации и отключения машины по предельным значениям этих параметров. В зависимости от объекта измерения параметрами интенсивности вибрации обычно являются: для неподвижных частей (опор) – СКЗ виброскорости в мм/с либо размах виброперемещения в мкм, либо пиковое значение виброускорения в м/с^2 для заданного диапазона частот (например, от 10 до 1000 Гц); для вибрации валов – размах виброперемещения относительной либо абсолютной вибрации.

Диагностическая и исследовательская виброаппаратура предназначена для специальной обработки вибрационного сигнала и измерения разнообразных параметров вибрации: дискретизации и аналого-цифрового преобразования (АЦП) сигнала, снятия АФЧХ вибрации, определения гармонического спектра вибрации в линейном и логарифмическом масштабах, амплитуд и фаз гармоник, кратных частоте вращения и других параметров вибрации, а также для запоминания исходных данных и результатов их обработки.

Балансировочная виброаппаратура предназначена по крайней мере для измерения амплитуды и фазы оборотной вибрации и частоты вращения балансируемого ротора. Для балансировки ответственных и сложных роторных систем целесообразно использовать многоканальную балансировочную аппаратуру, позволяющую при непрерывном изменении частоты вращения ротора (развороте или выбеге) снимать АФЧХ вибрации одновременно на нескольких опорах. Современные процессорные балансировочные приборы содержат программу для расчета корректирующих масс. Отметим, что многие типы исследовательской виброаппаратуры

одновременно выполняют функции балансировочной. Это совмещение функций имеет давнюю историю: прославленная серия приборов БИП [20], возникшая в начале 50-х годов утверждает это в названии (БИП – аббревиатура от "балансировочно-исследовательский прибор").

Конструкция виброаппаратуры нами подробно не рассматривается, приведем лишь краткие и упрощенные сведения о ней, которые необходимы пользователю.

Вибрация преобразовывается в электрический сигнал посредством датчика, связанного с объектом измерения.

Для измерения абсолютной вибрации подшипников и других невращающихся элементов машины в качестве вибрационных датчиков в настоящее время практически повсеместно используются пьезоэлектрические. Источником электрического сигнала таких датчиков является пьезочувствительный элемент. На рис. 7.1 схематично изображен датчик абсолютной вибрации.

Пьезочувствительный элемент обычно изготавливают из специального керамического материала, он же обычно играет роль упругого элемента, на котором закреплена сейсмическая масса. Иногда сейсмическая масса выполнена с пьезочувствительным элементом в виде одной детали. Величина массы и жесткость упругого элемента, как известно, определяют собственную частоту датчика. По условиям получения достоверных измерений эта собственная частота должна быть значительно (обычно вдвое) выше максимальной частоты измеряемой вибрации. Конфигурация элементов датчика различна, она выбирается таким образом, чтобы обеспечить необходимую собственную частоту датчика, его чувствительность к вибрации и нечувствительность к поперечным составляющим вибрации. В зависимости от конфигурации элементов пьезочувствительный элемент может работать либо на сжатие, либо на изгиб, либо на сдвиг. На выходе преобразователя формируется переменный электрический сигнал, пропорциональный действующему виброускорению в направлении измерения.

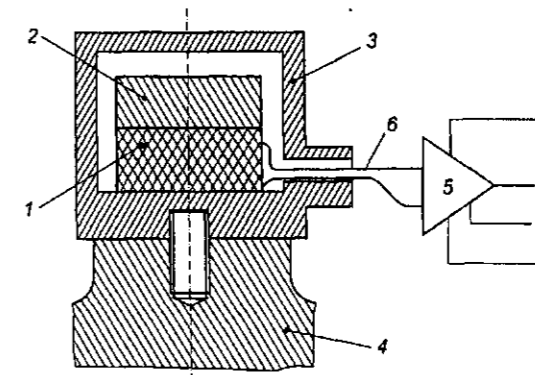


Рис. 7.1. Конструкция датчика-пьезоакселерометра: 1 – пьезочувствительный элемент; 2 – сейсмическая масса; 3 – корпус датчика; 4 – объект измерения; 5 – предварительный усилитель; 6 – антивибрационный кабель; а, б – контакты подвода питания к усилителю; в, г – выход электрического сигнала

Пьезочувствительный элемент формирует весьма слабый электрический сигнал, что требует относительно короткой линии связи из-за электрических (наводки) и механических (трибозффект) помех. Это в свою очередь требует в непосредственной близости от датчика установить предварительный усилитель. Для соединения датчика с предусилителем используется специальный antivибрационный кабель, поскольку в обычных кабелях может генерироваться помеха вследствие их вибрации. Длина соединительного кабеля обычно не превышает 10 м. В ряде случаев предусилитель располагается непосредственно в корпусе датчика, в этом случае говорят о вибродатчике со встроенной электроникой.

Диапазон измеряемой вибрации определяется чувствительностью датчика и динамическим диапазоном предусилителя или предельным значением усиливаемого сигнала. Очень важно, чтобы динамический диапазон предусилителя перекрывал диапазон действительных виброускорений во всем диапазоне частот вибрации объекта, а не только в измеряемом диапазоне.

В последних конструкциях виброаппаратуры выходной сигнал формируется в виде тока в линии подвода напряжения питания к предусилителю, в этих конструкциях к датчику (предусилителю) подводится двухжильный кабель, тогда как для предшествующих конструкций используется четырехжильный кабель (рис. 7.1, контакты *a, б, в, г*).

Одним из важных параметров датчика является его термостойкость, она определяет рабочий диапазон температур и в основном зависит от термических свойств материала пьезоэлемента, а для датчика со встроенной электроникой – от температурных характеристик используемых элементов.

Таким образом, основными характеристиками рассматриваемого датчика являются его чувствительность, собственная частота, диапазон виброускорений объекта, рабочий диапазон температур, помехозащищенность и нечувствительность к поперечным составляющим вибрации. Для специальных приборов важными могут оказаться и другие параметры датчика, например герметичность, устойчивость к ударным перегрузкам, жесткие условия хранения.

Для измерения перемещений, в частности относительной вибрации валов, используется совсем иной по используемым физическим эффектам вибродатчик – вихретоковый. На рис. 7.2. изображена схема измерения относительной вибрации вала.

Измерение вихретоковым методом основано на регистрации изменений электромагнитного поля в зависимости от зазора между торцом датчика, содержащего обмотку, через которую проходят вихревые токи, и электропроводящей поверхностью объекта измерения.

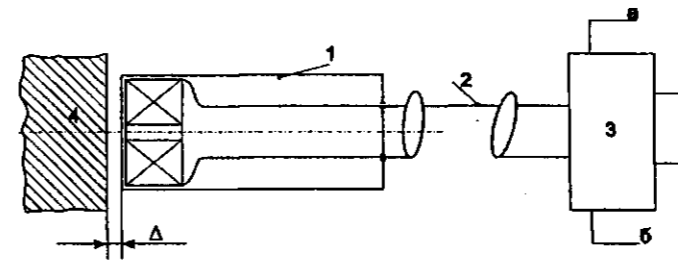


Рис. 7.2. Конструкция вихретокового измерительного канала:
1 – датчик; 2 – радиочастотный кабель; 3 – УВЧ-генератор; 4 – объект измерения (вал); а, б – подвод питающего напряжения; в, г – выход электрического сигнала, пропорционального зазору Δ

Постоянная составляющая выходного электрического сигнала соответствует средней величине зазора между датчиком и объектом, а переменная – виброперемещению объекта.

Частота генератора должна быть не менее 300 кГц и обычно колеблется от 0,5 до 30 МГц. Напряжение выходного электрического сигнала обычно составляет 4 или 8 мВ/мкм.

В большей или меньшей мере показания аппаратуры зависят от толщины и электромагнитных свойств объекта в месте установки датчика, в связи с чем для каждой группы объектов с идентичными параметрами производится соответствующая настройка (тарировка) измерительной схемы. Величина и линейный диапазон измеряемого зазора зависит от размеров датчика и не должен выбираться более 0,4 радиуса измерительного торца датчика (для датчика круглого сечения).

Частотный диапазон измерения вибрации вихретоковым методом ограничен сверху частотой УВЧ-генератора и собственной частотой крепления датчика.

Выходной электрический сигнал направляется в измерительный блок. Измерительный блок осуществляет обработку сигнала в соответствии с реализуемыми функциями прибора и формирует и индицирует значения измеряемых параметров.

Рассмотрим для примера блок-схему измерительного блока для измерения СКЗ виброскорости (рис. 7.3).

Сигнал от пьезоакселерометра после предусилителя направляется в частотный фильтр, состоящий из фильтра низких частот (ФНЧ) и фильтра высоких частот (ФВЧ). ФНЧ срезает верхние частоты сигнала, превышающие высшую частоту заданного частотного диапазона, а ФВЧ – нижние. Фильтр формирует заданную амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) прибора. Для большинства случаев в соответствии с действующими нормами диапазон измеряемых частот соответствует

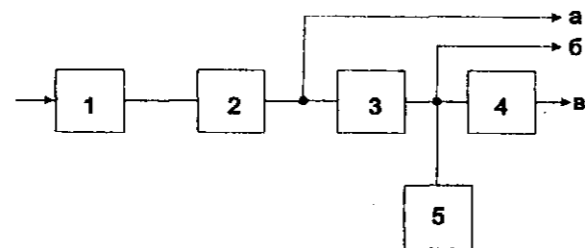


Рис. 7.3. Блок-схема измерительного блока для контрольно-сигнального прибора измерения СКЗ виброскорости:
 1 – фильтр ФНЧ и ФВЧ; 2 – интегратор; 3 – детектор СКЗ; 4 – реле предельных значений; 5 – индикатор; а, б, в – выходы, соответственно, виброскорости (линейный), СКЗ виброскорости, контактов реле предельных значений

10–1000 Гц. Для систем вибродиагностики используется более широкий частотный диапазон.

Стандартный вид АЧХ приведен в гл. 2 на рис. 2.3.

После фильтрации сигнал попадает в интегратор, где виброускорение интегрированием превращается в виброскорость. Далее сигнал, пропорциональный виброскорости, направляется в детектор среднеквадратических значений, в котором осуществляется преобразование мгновенных значений за заданный короткий интервал времени в СКЗ в соответствии с формулой (1.10) или (1.13) из гл. 1. На выходе из детектора получаем постоянное напряжение, пропорциональное измеряемому параметру. Это напряжение используется для формирования сигналов задаваемых предельных значений СКЗ, а также преобразуется с помощью индикатора в читаемое числовое значение параметра.

Стационарный прибор обычно имеет выход на регистратор (самописец). Процессорные приборы могут иметь память, в которой хранятся значения измеренных параметров.

Из сказанного, в частности, ясно, что измерительный блок имеет по крайней мере такие входы и выходы по электрическим сигналам: питание, вход от датчика, выходы от реле предельных значений, выход на самописец. Для диагностических целей обычно также предусматривается линейный выход после интегратора.

Конкретное исполнение элементов измерительного блока может быть различным, принципиально отличаются аналоговый и цифровой принцип обработки сигналов, индикаторы могут быть стрелочными и цифровыми и т. д.

На передней панели измерительного блока устанавливается индикация и клавиши управления (если они предусмотрены); соединительные кабели, гнезда и клеммы для входов и выходов чаще располагают на задней панели. Для стационарной аппаратуры предусматривается возможность

компоновать в кассеты достаточное количество измерительных блоков по числу каналов измерения для их размещения внутри щитов.

В зависимости от функций измерительный блок может содержать самые разнообразные функциональные блоки: узкополосные и третьооктавные фильтры, гармонического анализа (БЦФ), повторного интегрирования, детектор "от пика до пика", фазометры, формирования значения "пик-фактора" (см. гл. 2, п. 2.3) и др. Для индицирования может использоваться дисплей. Управляющие органы прибора в простейшем случае содержат переключатели рода работы, режима, измеряемого параметра, делителей и регуляторы для плавного изменения параметров. Процессорные приборы содержат клавиатуру, посредством которой, обычно с помощью дисплея, осуществляется общение пользователя с прибором для реализации функций и возможностей прибора (иногда многочисленных).

Некоторые особенности виброизмерительных приборов связаны с реализацией балансировочных функций, прежде всего приборов для балансировки роторов на месте (в собственных подшипниках). Функции прибора при этом обязательно включают измерение амплитуды и фазы оборотной гармоники вибрации и, по возможности, измерение частоты вращения (см. гл. 1, п. 2.2).

Оборотная гармоника выделяется посредством разнообразных фильтров, в ряде случаев амплитуда этой гармоники определяется ваттметровым способом с использованием опорного сигнала с оборотной частотой (см. ниже).

Для измерения амплитуды и фазы оборотной гармоники вибрации, а также частоты вращения ротора большинство современных приборов использует опорный сигнал с оборотной частотой, генератор которого связан непосредственно с вращающимся ротором. Источником опорного сигнала обычно является метка на роторе, как правило, совмещаемая с 0° шкалы, по которой отсчитывается угловое положение корректирующих масс на роторе; метка воздействует на специальный импульсный датчик, располагающийся в непосредственной близости от ротора, датчик генерирует опорный сигнал. Метка представляет собой углубление или выступ на поверхности ротора, при этом в импульсном датчике используется индукционный либо вихретоковый принцип. Может использоваться оптически контрастная метка, наносимая на поверхность краской либо специальной липкой лентой с высоким коэффициентом отражения поверхности; в этом случае в качестве импульсного используется фотодатчик. Прибор, использующий опорный сигнал, обычно контролирует регулярность поступления импульсов опорного сигнала и достаточность их уровня.

Особенность применения схемы с опорным сигналом заключается в том, что для измерений агрегат должен быть заранее подготовлен: установлен датчик, создана метка на роторе. Эти приготовления должны

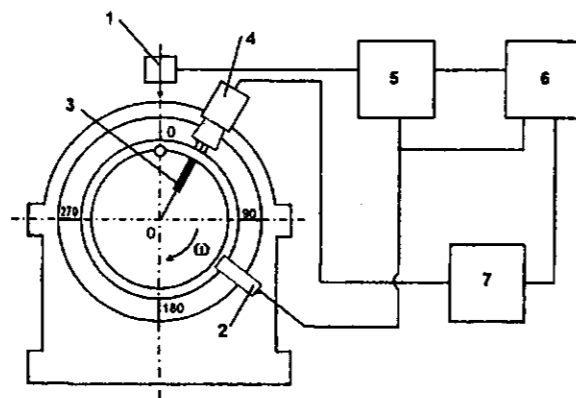


Рис. 7.4. Схема измерения фазы вибрации:
 1 - вибродатчик; 2 - импульсный датчик; 3 - роторная метка (выступ); 4 - стробоскоп;
 5 - фильтр оборотной вибрации; 6 - фазометр; 7 - блок стробоскопа

быть выполнены на остановленной машине, в связи с чем во многих случаях для этого требуется незапланированный останов машины и связанные с ним материальные затраты. Этим затрат во многих случаях удастся избежать, если для измерения фазы используется стробоскоп: контрастная метка на роторе, по которой производится в этом случае отсчет фазы, может быть до ближайшего останова заменена любым заметным пятном (риской, кляксой и т.п.) либо нанесена краской на вращающийся ротор. В то же время измерение фазы стробоскопом непроизводительно и исключает автоматическую запись ее значения в память прибора, поэтому измерение фазы стробоскопом чаще используется для простейших балансировок неответственных и маломощных агрегатов и экстренных измерений.

Большинство приборов использует только один из двух приведенных выше способов измерения фазы и лишь некоторые имеют в своем комплекте как импульсный датчик, так и стробоскоп. На рис. 7.4 приводится схема измерения фазы вибрации (см. также рис. 1.4 гл. 1).

В связи с измерением фазы необходимо вспомнить о фазовых поправках (см. гл. 1, п. 2.2 и гл. 5, п. 5.1.1). Фазовые поправки определяются фазочастотной характеристикой используемого прибора при измерении оборотной вибрации. В современных процессорных приборах фазовые поправки обычно невелики, поскольку легко могут быть скорректированы числовым способом.

Необходимо обращать особое внимание на направление отсчета фазы по фазометру: нами принято считать, что фаза растет при запаздывании вибрации (если бьющая точка приходит под датчик позже, то фаза vibra-

ции больше), однако в ряде случаев используется обратное направление. Для пересчета из одной шкалы в другую необходимо вычесть показание фазометра из 360° (например, 200° обратной шкалы соответствует 160° прямой). Практика показывает, что это обстоятельство нередко игнорируется, что приводит к грубым ошибкам и путанице при балансировке, дополнительным балансировочным пускам и материальным потерям. Это обстоятельство обычно оговаривается в описании прибора. Если этой оговорки нет либо она может трактоваться неоднозначно, направление отсчета фазы несложно определить экспериментально. Простейшим образом определить принятое в фазометрическом приборе направление отсчета фазы можно с использованием дополнительного прибора со стробоскопом:

- лимб для отсчета фазы по стробоскопу следует разметить в направлении вращения ротора;
- найти на машине две точки, в которых разность фаз оборотной вибрации составляет $90 \pm 50^\circ$;
- измерить фазы вибрации в выбранных точках двумя приборами: фазометром и стробоскопом;
- если знак разности фаз в выбранных точках при измерениях двумя способами совпадает, то шкала фазометра прямая, иначе - обратная (эта разность по абсолютной величине должна быть меньше 180° , иначе предварительно к меньшему значению прибавить 360°).

Примеры

1. В точках 1 и 2 измерены фазы фазометром: $\varphi_{1\phi}$, $\varphi_{2\phi}$ и стробоскопом: $\varphi_{1стр}$, $\varphi_{2стр}$. При этом $\varphi_{1\phi}=30^\circ$, $\varphi_{2\phi}=130^\circ$, $\varphi_{1стр}=330^\circ$, $\varphi_{2стр}=65^\circ$.

Определим знаки разностей фаз:

$$\begin{aligned} \varphi_{1\phi} - \varphi_{2\phi} &= 30^\circ - 130^\circ = -100^\circ, \\ \varphi_{1стр} - \varphi_{2стр} &= 330^\circ - 65^\circ = 265^\circ = 330^\circ - (65^\circ + 360^\circ) = -95^\circ. \end{aligned}$$

Обе разности близки по абсолютной величине, что подтверждает точность измерений и имеют один и тот же знак разности (минус). Это соответствует прямому (принятому нами) направлению отсчета фаз по фазометру. Обратим внимание, что при определении разности фаз по стробоскопу пришлось использовать прибавку 360° в соответствии с приведенным выше требованием.

2. В другом случае получено $\varphi_{1\phi}=130^\circ$, $\varphi_{2\phi}=30^\circ$, $\varphi_{1стр}=230^\circ$, $\varphi_{2стр}=335^\circ$.

Определим знаки разностей фаз:

$$\begin{aligned} \varphi_{1\phi} - \varphi_{2\phi} &= 130^\circ - 30^\circ = 100^\circ, \text{ (знак плюс)} \\ \varphi_{1стр} - \varphi_{2стр} &= 230^\circ - 335^\circ = -105^\circ \text{ (знак минус)}. \end{aligned}$$

Разности фаз имеют разные знаки, что соответствует обратному направлению отсчета фаз по фазометру. Для пересчета фаз в принятое направление следует их значения вычесть из 360° .

3. О НЕКОТОРЫХ ТИПАХ ОТЕЧЕСТВЕННОЙ ВИБРОАППАРАТУРЫ И ПРОГРАММНЫХ ПРОДУКТОВ

Большой ассортимент виброизмерительных средств предлагает НТЦ "ВиКонт".

Контрольно-сигнальная аппаратура "КАСКАД" предназначена для:

- непрерывного автоматического контроля вибрации;
- сбора, обработки и хранения параметров вибрационных сигналов;
- вибродиагностики дефектов оборудования в процессе его работы.

Структурно аппаратура "КАСКАД" выполнена из функционально завершенных измерительных блоков: виброизмерительный канал с унифицированными выходами, вторичные блоки преобразователя, коммутатор с интерфейсом, IBM совместимый АЦП и программное обеспечение, использование которых возможно в различных сочетаниях в зависимости от практических задач.

Функциональная завершенность блоков аппаратуры позволяет гибко подходить к комплектации аппаратуры, выбирая необходимую комбинацию блоков, при этом виброизмерительные блоки могут быть включены в состав разнообразных измерительных и диагностических комплексов, использующих при необходимости собственные средства переработки информации.

В частности, для обеспечения контрольно-сигнальных и защитных функций достаточно использования виброизмерительных каналов и вторичных блоков преобразователей. Для исследования вибрационных характеристик машин, или вибромониторинга, достаточно использования виброизмерительных каналов совместно с IBM совместимым АЦП и программным обеспечением "Вибромонитор".

Программные средства обеспечивает автоматический сбор данных по параметрам вибрации во временной и частотных областях, их хранение, визуализацию и составление отчетов. Они поддерживают также функции определения тревожных состояний по всем нормируемым отклонениям вибрационных параметров (по уровню интенсивности, внезапному изменению, возникновению низкочастотной вибрации, плавному росту вибрации) и обеспечивает соответствующую сигнализацию при возникновении тревоги.

Помимо каналов виброизмерений абсолютной вибрации статорных элементов (подшипников) с аппаратным комплексом "КАСКАД" могут быть поставлены каналы виброизмерений относительной вибрации вала, обработка сигналов вибрации вала также включена в программный комплекс "Вибромонитор".

Кроме параметров вибрации аппаратный комплекс "КАСКАД" при необходимости дополняется тахометром, а также измерителями ряда ме-

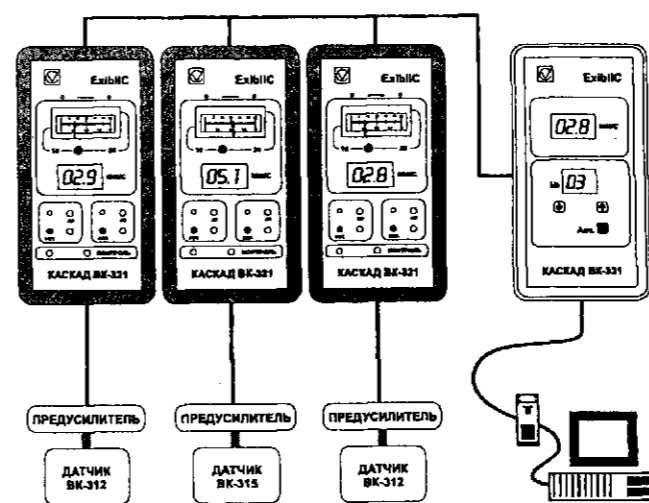


Рис. 7.5. Стационарная система контроля вибрации "КАСКАД"

ханических величин (наклонов корпусов подшипников, некоторых линейных перемещений).

Аппаратура "КАСКАД" многие годы успешно эксплуатируется в разных отраслях народного хозяйства. НТЦ "ВиКонт" непрерывно совершенствует эту аппаратуру в направлении улучшения метрологических характеристик и повышения надежности на основе новейших научно-технических разработок. Вся аппаратура, входящая в аппаратный комплекс "КАСКАД", имеет сертификаты Госстандарта.

На рис. 7.5 представлена стационарная система контроля вибрации "КАСКАД": видны передние панели вторичных блоков преобразователя ВК-321 и блока мультиплексора и интерфейса ВК-331, который соединен с компьютером.

НТЦ "ВиКонт" выпускает целую гамму портативных переносных и ручных приборов для анализа вибрационных сигналов (серия ВИК: ВИК-1-, 2-, 3, ВИК-А, ВИК-П), для контрольных виброизмерений (ВК-5), для балансировки роторов ("Омега"), для измерения механических величин ("Горизонт"), а также переносный вибростенд ВСВ-131 для калибровки виброаппаратуры в промышленных условиях.

Приборы серии ВИК представляют собой переносные коллекторы, т.е. средства, позволяющие анализировать, обрабатывать и хранить информацию о вибрационных параметрах оборудования. При относительно небольших затратах эти приборы полностью обеспечивают сбор необходимых данных для вибродиагностики оборудования.

Виброизмерительные коллекторы можно разделить на две группы.

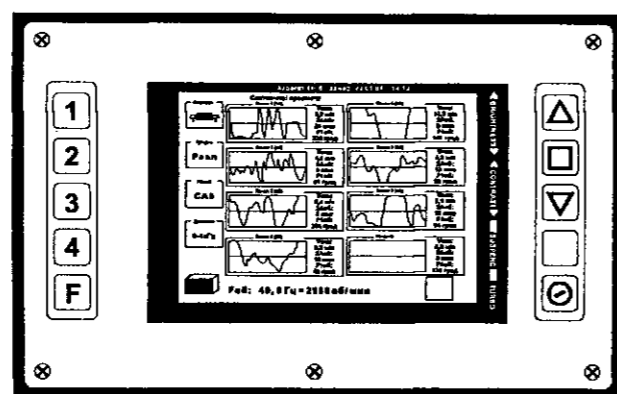


Рис. 7.6. Передняя панель прибора ВИК-А

К первой группе относятся приборы без индикации, они предназначены для сбора данных, которые затем обрабатываются и визуализируются отдельным компьютером. Это относительно дешевые средства, использование которых предполагает определенную технологию применения их совместно с ПЭВМ. Одним из основных элементов таких коллекторов является блок цифровой памяти с достаточно большим объемом, в который собирается вся информация при виброизмерениях.

Ко второй группе относятся коллекторы, имеющие собственный дисплей и мощный процессор, позволяющий вести обработку вибрационных сигналов по полной программе. Чаще всего они содержат также достаточно мощную базу данных. Эти приборы многофункциональны и самодостаточны, хотя и для них предусмотрена перекачка данных в ПЭВМ. К таким приборам относится восьмиканальный коллектор ВИК-А с параллельным опросом каналов. Приборы второй группы относительно дорогие, они также предполагают, что пользователь имеет достаточную квалификацию, чтобы на месте воспользоваться многообразными и универсальными функциями этих средств. На рис. 7.6 представлена передняя панель прибора ВИК-А с некоторым содержанием видеокadra на дисплее.

Для программной поддержки вибрационных коллекторов НТЦ "Виконт" разработана специальная мощная база данных "Вибро-Про". В базе создается иерархический каталог оборудования, организуется маршрутная технология сбора данных, осуществляется глубокая и всесторонняя обработка вибрационных сигналов, рациональным образом архивируется, визуализируется и печатается с экрана либо в виде специальных форм вся содержательная информация.

Ручной виброметр ВК-5 является, пожалуй, самым миниатюрным из известных виброметров: практически плоский измерительный блок имеет габариты 105x55 мм. Виброметр ВК-5 позволяет измерять СКЗ виброскорости и размах виброперемещения (рис. 7.7)

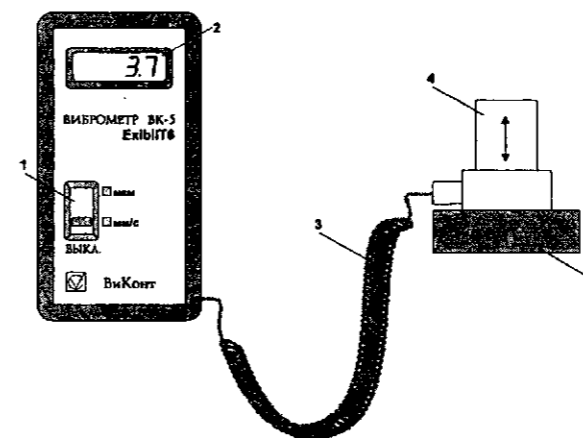


Рис. 7.7. Виброметр ВК-5:
1 – переключатель/выключатель; 2 – индикатор (высота знака 13 мм); 3 – кабель; 4 – вибродатчик; 5 – магнитный держатель

В энергетике хорошо известны приборы серии ИП, которые выпускают родственные фирмы "Элексир" и "ВиброБит". Новейшими разработками фирмы "ВиброБит" являются стационарные программно-аппаратные комплексы для вибромониторинга "ВиброБит-100" и др. В эти комплексы кроме виброаппаратуры включены специальные приборы для измерения ряда тепломеханических параметров турбоагрегата.

Большое распространение получили переносные виброизмерительные приборы фирмы "ДИАМЕХ", которая также специализируется на производстве балансировочных станков серии ВМ (см. гл. 5, п. 4.1). Фирма производит широкую гамму измерительной, балансировочной и диагностической виброаппаратуры и сопутствующие программные средства с архивными, вычислительными и диагностическими функциями. Производимая аппаратура имеет прочные грязезащищенные корпуса и приспособлена для эксплуатации в интенсивном режиме в сложных производственных условиях в широком температурном диапазоне. Аппаратура имеет достаточный динамический и частотный диапазон, соответствующий выполняемым функциям.

Рассмотрим распространенные типы и модели приборов фирмы "ДИАМЕХ".

Виброметр VU034 предназначен для контрольных измерений на роторном оборудовании. В основном он используется для периодического контроля интенсивности вибрации и обеспечивает измерение параметров виброперемещения, виброскорости и виброускорения по выбору пользователя. Прибор весьма портативен, имеет автономное питание от аккумулятора, удобный для считывания показаний цифровой индикатор. Взрывозащищенная модификация прибора – VU036.

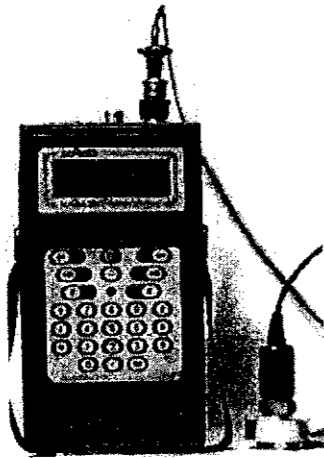


Рис. 7.8. Коллектор данных "Малахит" (VU040)

Коллектор данных "Малахит" (VU040) – микропроцессорный прибор для контроля и диагностики роторного оборудования (рис. 7.8).

"Малахит" обеспечивает измерение параметров виброперемещения, виброскорости и виброускорения, осуществляет гармонический и полосовой анализ спектра вибрации. Специальная функция прибора предназначена для измерения высокочастотных ударных импульсов и может использоваться для контроля и диагностирования подшипников качения и зубчатых передач. Прибор имеет внутреннюю память и интерфейс для передачи

данных в компьютер. Сопровождающая программа позволяет обрабатывать данные виброизмерений и поддерживает функции мониторинга оборудования. Прибор имеет автономное питание, а также комплектуется высокотемпературным вибропреобразователем (до 260°C).

Базовой моделью для разнообразных целей контроля вибрации, вибродиагностики и балансировки оборудования является виброанализатор AU014 (рис. 7.9). AU014 – многофункциональный процессорный прибор с развитым пользовательским интерфейсом, реализуемым посредством клавиатуры и жидкокристаллического дисплея. Прибор непосредственно выполняет необходимую обработку вибрационных сигналов и балансировочные расчеты. Внутренняя память и возможность передачи данных в компьютер, а также сопровождающая программа позволяют использовать прибор для мониторинга и диагностики оборудования.

Новейшими приборами фирмы "ДИАМЕХ" являются коллектор данных "Кварц" (CU060) и его одноканальный вариант "Топаз" (CU080). Эти приборы развивают концепцию описанного AU014 в направлении функционального обогащения, расширения частотного диапазона, повышения быстродействия, увеличения внут-

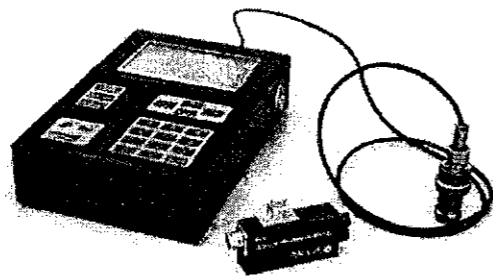
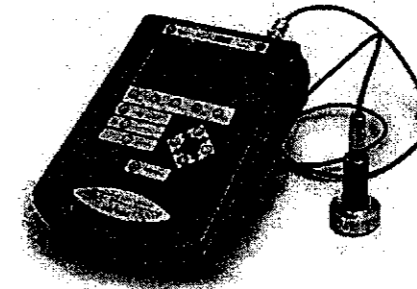


Рис. 7.9. Прибор AU014

Рис. 7.10. Прибор "Кварц" (CU060)



ренней памяти и интеллектуальных возможностей за счет применения более мощных и современных процессорных средств (рис. 7.10).

"Кварц" – портативный микропроцессорный прибор с автономным питанием, клавиатурой и низкотемпературным ЖК-дисплеем. Дополненный специальным коммутационным блоком, "Кварц" может использовать до восьми датчиков вибрации, что позволяет, в частности, снимать АФЧХ вибрации при развороте и выбеге ротора одновременно в восьми точках.

Внутренняя программа осуществляет разнообразные функции обработки, хранения и предъявления информации, в связи с чем свои основные функции прибор может осуществлять независимо от компьютера.

"Кварц" построен на двух процессорах – управляющем и сигнальном, что обеспечивает минимальное время обработки вибрационных сигналов и высокую частоту опроса каналов. В приборе предусматривается использование сменных блоков для расширения функциональных возможностей. Для обмена данными и решения специальных задач предусмотрена возможность двусторонней связи с компьютером через интерфейс RS-232C.

Для дальнейшей обработки информации, печати документов и реализации диагностических функций в компьютере прибор сопровождает пакет программ "Диамант". Программный пакет выполнен для операционных систем WINDOWS и WINDOWS 95 и вполне использует их богатые возможности. В частности, реализован весьма удобный и самообучающийся пользовательский интерфейс с подсказками и контекстной помощью. Система "Диамант" обладает широкими функциональными возможностями, обеспечивающими глубину и достоверность диагностирования состояния оборудования.

На рис. 7.11 представлен один из характерных видеок кадров, возникающих на мониторе при работе с пакетом программ "Диамант".

Программно-аппаратный комплекс "Кварц"+"Диамант" реализует маршрутную технологию. Четырехуровневая иерархия оборудования позволяет осуществить удобный и быстрый доступ к нужному объекту, а возможность редактирования маршрутов обеспечивает гибкую технологию обслуживания всего парка машин. Записанный в память прибора маршрут исключает утомительную и ненадежную процедуру идентификации записанных в память прибора данных.

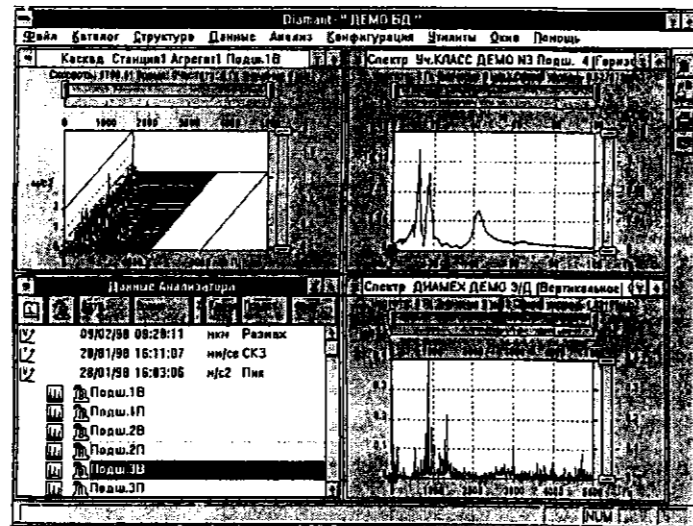


Рис. 7.11. Один из видеокадров программы "Диамант"

Программно-аппаратный комплекс "Кварц"+"Диамант" является одним из немногих известных средств, обеспечивающих самую современную технологию вибромониторинга и вибродиагностики оборудования переносными приборами.

На рынке программных продуктов для вибрационного обслуживания оборудования имеется множество программных пакетов разного назначения. Преимущественно это базы данных, привязанные к определенным типам процессорных виброизмерительных коллекторов, о некоторых из них мы уже упоминали. Кроме них имеются специальные средства, предназначенные для решения разнообразных технологических задач, связанных с виброналадкой. Некоторые программы решают задачу центровки агрегатов с учетом оптимизации взаимного положения осей роторов и их расположения по отношению к расточкам статорных элементов. Множество разных программных пакетов предназначены для решения задачи балансировки валопроводов на месте.

Одним из наиболее универсальных программных продуктов, поддерживающих технологию вибрационного обслуживания оборудования, является программный комплекс "АРМ Вибрация", разработанный сравнительно давно коллективом специалистов под руководством автора этой книги.

"АРМ Вибрация" содержит базу данных по вибрации оборудования, а также специальный справочный модуль с присоединенным текстовым редактором, который содержит консультативные справки по разнообразным вопросам вибрации и позволяет пользователю произвольно коррек-

тировать и дополнять эту базу знаний. В новейших программных продуктах эти функции реализованы на более высоком техническом уровне.

Важнейшим достоинством "АРМ Вибрация" является наличие уникального пакета технологических модулей разного назначения. Важнейшим из них является балансировочный модуль с базой данных по динамическим коэффициентам влияния.

Балансировочный модуль является весьма совершенным продуктом, который ведет свое происхождение от первой отечественной балансировочной программы, использующей телекоммуникационные средства и разработанной автором еще в 1968 г. С тех пор этот продукт постоянно совершенствовался, обогащался разнообразными функциями и в настоящее время по реализованным расчетным алгоритмам является наиболее развитым. Недостатком этого продукта является то, что пользовательский интерфейс реализован в MS DOS без использования современных возможностей среды WINDOWS.

В пакете технологических модулей имеются программы расчетов:

- развески турбинных лопаток разной конструкции с возможностью учета полноты хвостов лопаток;
- компенсации прогиба установкой корректирующих масс по результатам индицирования ротора;
- распределения корректирующих масс по длине в процессе балансировки на месте для разных технологических вариантов;
- распределения корректирующих масс по длине в процессе балансировки на станке;
- определения разнообразных параметров по результатам индицирования поверхностей (коленчатости, прогибов, торцевых и радиальных боев, эллипсности, неровностей поверхностей);
- дефектов валопровода, вызывающих вибрацию оборотной частоты по известным коэффициентам влияния этих дефектов.

4. СПЕЦИАЛЬНЫЕ СРЕДСТВА, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В СИСТЕМАХ КОНТРОЛЯ ВИБРАЦИИ, ВИБРОДИАГНОСТИКИ И ВИБРОМОНИТОРИНГА

Постепенно уходит в прошлое технология контроля вибрации, которая ограничивается использованием контрольно-сигнальной виброаппаратуры либо переносных аналоговых приборов с ручной записью их показаний в протоколы измерений. Современные системы вибромониторинга и вибродиагностики предполагают совершенную технологию, основные принципы которой рассматриваются в гл. 4. Ниже речь пойдет о специальных средствах, входящих в состав данных систем.

Программный комплекс включает модули предварительной обработки информации, основной программный модуль и вспомогательные модули.

Основной программный модуль реализует заданные функции системы путем обработки, архивирования и использования для диагностических целей всей привлекаемой информации и баз знаний. Он включает в себя специальную базу данных с развитыми средствами визуализации, экспертный модуль (интеллектуальный) с базой знаний, справочную систему.

Вспомогательные модули разного назначения предназначены для решения специальных прикладных технологических задач (балансировочная программа и др.) и для интеграции систем вибромониторинга и вибродиагностики с сетями и другими системами.

Вопрос интеграции непрост. В простейших случаях можно ограничиться специальным модулем, обеспечивающим работу с сетью. При использовании многопрограммной среды приходится применять специальные операционные системы: UNIX, QNX и др. Применение данных ОС требует либо привлечения мощных и дорогих компьютерных средств (UNIX), либо определенных затрат на приобретение лицензированных программных продуктов (QNX). Следует отметить, что применение многозадачной среды не только решает проблемы интеграции, но и позволяет существенно расширить возможности основного программного комплекса. Необходимо, чтобы упомянутые ОС использовались уже на стадии разработки программного комплекса, иначе возникают трудности при интеграции и необходимость идти на определенные функциональные ограничения, а также на дополнительные программные разработки.

Вначале рассмотрим стационарные автоматизированные системы контроля вибрации и вибродиагностики.

Как и все автоматизированные системы, рассматриваемые включают аппаратный и программный комплексы.

Аппаратный комплекс содержит следующие составляющие:

- виброизмерительная аппаратура (рассмотрена выше);
- аппаратура для специальных измерений;
- средства для импорта данных измерений параметров машины штатной измерительной аппаратурой;
- средства предварительной обработки сигналов: АЦП, контроллеры, спецпроцессоры и др.;
- центральная ЭВМ либо функционально тождественный комплекс средств: процессор, сервер, монитор, принтер;
- сетевое оборудование;
- блок бесперебойного питания;
- кабели связи.

Аппаратура для специальных измерений может быть самого разного назначения: измерители перемещений корпусов, измерители наклонов

корпусов, измерители перемещений концов лопаток дискретно-фазовым методом (ДФМ), а также другие средства, не получившие распространения. К последним можно отнести разнообразные экзотические готовые и разрабатываемые средства: для измерения неравномерности вращения ротора, для измерения пульсаций давления в проточной части, для измерения виброскоростей колебаний лопаток ДФМ и др.

Средства для импорта данных измерений параметров машины штатной измерительной аппаратурой предполагают наличие штатной аппаратуры с нормализованным электрическим выходом по току (5мА/4-20мА) или по напряжению (5 или 10 В).

При отсутствии такой аппаратуры возникает задача замены существующей аппаратуры. Если электрический выход занят, то специально организовывается схема для параллельного съема сигнала, при этом иногда бывает проще ввести отдельное параллельное измерение нужного параметра. Если на агрегате установлена контрольно-измерительная система с цифровой обработкой информации, то вибрационная система подключается к ее базе данных; как показал опыт, при отсутствии локальной сети эта задача оказывается весьма сложной и не всегда разрешимой.

Во всяком случае необходимо учитывать, что наличие штатной аппаратуры не всегда и не просто решает задачу импорта необходимых параметров режима в базу данных.

В качестве ЭВМ более надежным, хотя и более дорогим, является применение промышленных компьютеров, однако очень часто при этом используются офисные ПЭВМ.

В связи с усовершенствованием алгоритмов защиты по вибрации возникла необходимость замены простейших средств автоматики на программируемые процессорные модули. Прорабатывается, например, такой вариант организации защиты. Три процессорных модуля осуществляют сбор и предварительную обработку информации с датчиков вибрации, в них параллельно и независимо формируются выходы на реле по заданному алгоритму, реле срабатывает при получении команд по крайней мере от двух процессоров (два из трех). Одновременно в этой системе осуществляются все контрольно-сигнальные функции включая сигнализацию при внезапном изменении ("скачке") вибрации. Наличие блока бесперебойного питания, тройнение защитных средств и совершенный алгоритм защиты определяют высокую надежность такого решения. Данные предварительной обработки вибрационных сигналов поступают в центральную ЭВМ, таким образом системы защиты и диагностики оказываются связанными.

Системы вибродиагностики и вибромониторинга подразделяются на стационарные, осуществляющие необходимый контроль измеряемых параметров непрерывно (on line), и системы, использующие переносную аппаратуру с ограниченным числом каналов для периодического измере-

ния контролируемых параметров (off line). Стационарные системы рассмотрены выше.

В системах с периодическим контролем вибрации оборудования переносной аппаратурой технология контроля вибрации и вибродиагностики имеет существенные отличия.

Используемый прибор, как правило, представляет собой коллектор для измерения вибрации с достаточной внутренней памятью (см. выше приборы ВИК-А, ВИК-3, АУ-14, "КВАРЦ"). Он содержит от одного до нескольких (обычно до 16) виброизмерительных каналов. В приборе предпочтительно иметь маршрутную технологию сбора данных, позволяющую в процессе измерений идентифицировать точки контроля вибрации (агрегат, номер подшипника, направление измерения).

Невибрационные параметры обычно вводятся вручную посредством клавиатуры прибора, а при особых исследовательских работах могут быть заведены в коллектор через специальные инженерные порты.

Необходимое программное обеспечение (ПО) систем с периодическим контролем включает в себя прежде всего достаточно развитую базу данных, в которой в календарном порядке для всех обслуживаемых агрегатов во всех точках контроля накапливаются данные по параметрам вибрации и режимов работы (параметры интенсивности вибрации, спектры, АФЧХ и др.). База имеет функции визуализации данных и печати документов.

Развитое программное обеспечение включает разнообразные интеллектуальные модули для диагностики и оценки состояния оборудования в интерактивном режиме.

В качестве классического примера использования системы вибромониторинга off line рассмотрим технологию фирмы PREDICT/DLI США. На каждом из обслуживаемых агрегатов закрепляется бирка со штриховым кодом, по которому идентифицируются вся информация, заносимая в память прибора. Для измерений используется сборщик данных по вибрации (коллектор) с трехкомпонентным датчиком. Датчик имеет удобное крепление к подшипнику, обеспечивающее точно ориентированное, быстрое и плотное соединение. Одним нажатием соответствующей кнопки прибора снимается информация по трем ортогональным направлениям на подшипнике. После завершения измерений данные из прибора перекачиваются в ПЭВМ и обрабатываются специальным программным пакетом StandardALERT (более мощная его модификация ExpertALERT). Программный пакет осуществляет функции базы данных и экспертной диагностической системы.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ИЗ ПРАКТИКИ ВИБРОНАЛАДКИ ОБОРУДОВАНИЯ

1. ПРЕАМБУЛА

Содержание глав 3, 4 и 5 во многом основывается на практическом опыте и включает примеры, достаточно иллюстрирующие его, в этом смысле оно самодостаточно. Содержание настоящей главы рассчитано не на то, чтобы исчерпать тему практической виброналадки, а, напротив, показать, что она неисчерпаема и что даже опытный специалист неизбежно и постоянно встречается с новыми для себя вибрационными явлениями, которые требуют от него творческого напряжения и изобретательности.

Автор вынужден попросить извинения у читателя за то, что для простоты и по причинам, которые станут понятными, дальнейшее изложение этой главы ведется преимущественно от первого лица.

Рассматриваемые примеры в основном взяты из моего сорокалетнего практического опыта, некоторые случаи стали мне известны от коллег, поделившихся своими данными. Изложение имеет преимущественно чисто техническое содержание, однако в некоторых случаях, когда это представляет интерес, описывается также психологическая атмосфера, возникающая при трудностях в процессе решения рассматриваемых задач и ее влияние на принятие решений.

С конца 50-х годов, когда начиналась моя деятельность в области вибрации машин, практически не сохранилось документов.

Рассматриваемые события я восстановил в основном по памяти. Многие детали мне вспомнить не удалось, значения параметров вибрации и другие называю в большинстве случаев приблизительно. Электростанции и типы машин, на которых происходили описываемые эпизоды, не названы потому, что это не относится к техническому содержанию последних. Достоверно воспроизводится техническая суть рассматриваемых событий, а отсутствующие подробности не мешают понять их содержание и основной смысл принимаемых технических решений.

После некоторых размышлений я решил не называть имен моих коллег, причастных к рассматриваемым эпизодам, прежде всего потому, что в ряде случаев это неуместно.

Здесь описаны наиболее интересные, любопытные и поучительные случаи, многие из них уникальны. Их выбор определялся преимущественно силой впечатлений, которые в свое время рассматриваемые события произвели на меня. Я с сожалением отбросил целый ряд эпизодов,

также представляющих практический интерес, поскольку эта глава и без них оказалась достаточно громоздкой.

Содержание главы состоит из эпизодов. К каждому эпизоду при необходимости дается комментарий, содержащий дополнительные пояснения и авторское толкование событий.

Во многих случаях меня и моих многоопытных коллег привлекали к решению проблемы после того и в связи с тем, что до этого другие специалисты справиться с ней не смогли. Эти обстоятельства по понятным причинам ниже отмечаются, как правило, в тех случаях, когда это представляет интерес (например, оказалось связанным с чрезмерными затратами).

Эпизоды разделены по темам, однако следует иметь в виду, что это подразделение эпизодов весьма условно: низкочастотная вибрация нередко является следствием неудовлетворительного состояния опорной системы, методами балансировки компенсируют разнообразные дефекты валопроводов и опор и т. п.

Основным параметром для оценки интенсивности вибрации в энергетике долгое время (формально до 1982 г., фактически позже) был размах виброперемещения в мкм, этот параметр до сих пор используется при балансировке и при оценке состояния определенных видов оборудования. В связи с этим в большинстве эпизодов интенсивность вибрации приводится в мкм.

2. БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ

Наиболее распространенной и действенной процедурой при снижении вибрации машин является балансировка роторов и валопроводов. Балансировку специалист по виброналадке осваивает в самом начале своей деятельности. Очень быстро под воздействием первых успехов у него возникает уверенность в себе и складывается определенный стереотип решения задач балансировки, который рано или поздно приводит его к неразрешимым для него трудностям. Эти трудности создали вокруг опытных и удачливых специалистов по балансировке ореол высочайших и незаменимых специалистов. Со временем все тонкости профессии балансировщиков оказались расписанными в технологических документах, и блестящий флер балансировщиков-худесников заметно потускнел. Однако нестандартные события и ошибки, которых не могут избежать даже опытные специалисты, оставляют место для балансировщиков высшей квалификации, способных прийти на помощь в самых трудных случаях.

Хотя по сути своей смысл балансировки ясен и прост, трудности при балансировках могут быть связаны с простыми техническими вопросами, это станет ясно читателю из некоторых описываемых эпизодов.

Многие неприятности при балансировках, увы, связаны с примитивнейшими ошибками, о которых можно было бы не писать, если бы они не

приводили к тяжелейшим последствиям и если бы их не совершали опытные специалисты. Важно проследить, каким образом возникают такие ошибки, и представить, что предпринять для их исключения.

Эпизод 1

Первой в моей жизни балансировкой на месте оказалась балансировка небольшого электродвигателя с синхронной частотой вращения 3000 об/мин. Обычная конструкция со встроенными в щиты подшипниками качения делала штатные плоскости коррекции малодоступными. Возникло искушение обойтись установкой груза на муфту. Дисбаланс был явным настолько, что ротор становился под его воздействием в одно положение тяжелой точкой вниз. Я установил груз на муфту так, чтобы ротор был уравновешен статически, при этом, что вполне понятно, он стал противоположно дисбалансу внутри пролета.

Тогда меня очень удивило, что при пуске вибрация выросла почти вдвое: с 70 до 120 мкм. На рис. 8.1 представлены предполагаемое распределение дисбалансов и динамических прогибов.

Из приведенной схемы ясно, что дисбаланс на муфте, который компенсировал исходный статический дисбаланс, усилил прогиб ротора и соответственно вибрацию.

Перевернув груз на муфте на 180° , я получил двойной статический дисбаланс настолько большой, что оставлять его на роторе явно было нельзя, но любопытство заставило меня пустить ротор и померить вибрацию. Вибрация снизилась в вертикальном направлении, но выросла и стала недопустимой в других точках.

Пришлось вскрыть щиты, на ротор я установил грузы симметрично в две плоскости противоположно найденному статическому дисбалансу, после чего с балансировкой проблемы закончились: вибрация существенно снизилась, а при корректировочном пуске была уменьшена до минимальных значений (до 20 мкм).

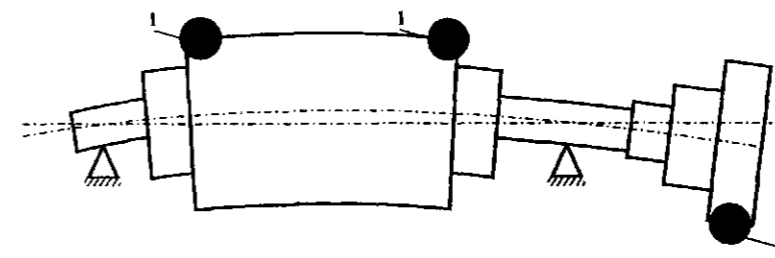


Рис. 8.1. Форма динамического прогиба ротора электродвигателя: 1 – исходные дисбалансы; 2 – груз, установленный на муфте

Из этой балансировки я для себя навсегда сделал очень важные выводы, которые мне впоследствии помогали решать непростые задачи на мощных машинах:

– груз на консольном участке гибкого ротора нередко создает вибрацию, противоположную той, которая соответствует дисбалансу в пролете при одинаковом угловом положении;

– компенсация дисбаланса в середине пролета установкой груза на консольный участок, а следовательно, компенсация дисбаланса консольного участка установкой груза внутри пролета недопустима без непосредственного контроля вибрации на месте при рабочей частоте вращения; в этих случаях даже контроль вибрации при балансировке на месте не всегда обеспечивает достаточный эффект снижения вибрации.

Как это ни парадоксально, последний вывод относится не только к гибким роторам, но и к роторам с отношением ω/ω_1 существенно больше 1 (ω – частота вращения, ω_1 – первая критическая частота), поскольку развитые консольные участки повышают гибкость ротора.

Для весьма жестких тихоходных роторов и для очень коротких консольных участков этот вывод по понятным причинам недействителен.

Позже я на собственном опыте убедился также и в том, что роторы с развитыми консольными участками хуже других ведут себя на рабочей частоте вращения после балансировки на низкочастотном балансировочном станке. Я объясняю это тем, что возможный дисбаланс консольных участков при этом компенсируют установкой грузов внутри пролета.

Эпизод 2

В пятидесятых годах еще не нашли достаточного распространения представления о колебаниях гибких роторов и методах их балансировки. Вместо систем симметричных и кососимметричных грузов использовались отдельные грузы в торцевых плоскостях. Квалифицированные балансировщики знали, как балансировать гибкие роторы из собственной практики. Но неискушенные специалисты периодически наталкивались на непреодолимые трудности.

В связи с этим вспоминаю такой эпизод.

Некоторые крупные заводы, имея стенды для балансировки роторов, в отсутствие опытных балансировщиков обращались за посторонней помощью. Я был одним из тех специалистов, которые балансировали роторы крупных синхронных компенсаторов (СК) на заводском стенде. Рассчитывались с нами наличными деньгами, что в то время было весьма непросто и в конце концов привело к тому, что завод обучил своего балансировщика. Хорошо ли, плохо ли складывались дела у этого балансировщика, но долгое время завод обходился без нас. Все же необходимость в нашей помощи наконец возникла, меня пригласили на завод для

балансировки ротора сравнительно небольшого СК мощностью 15 МВт и частотой вращения 1500 об/мин. Балансировка производилась не на стенде, а в собственных подшипниках, при этом СК был установлен на достаточно податливом основании. Ко времени моего вмешательства в эту балансировку она продолжалась уже несколько недель, при этом было сделано более сотни (!) пусков. Как оказалось, балансировщик завода пользовался весьма примитивной методикой: поочередно компенсировал вибрацию двух подшипников, при этом для компенсации вибрации очередного подшипника он использовал ближайшую к нему плоскость коррекции.

Внимательный читатель уже знает, что для роторов, частота вращения которых находится несколько выше первой критической, дисбаланс в некоторой плоскости коррекции больше влияет не на ближайший подшипник, а на удаленный. Именно таким и оказался рассматриваемый ротор. Компенсируя вибрацию одного подшипника, балансировщик существенно увеличивал вибрацию другого, в процессе балансировки вибрация не уменьшалась, а нарастала.

Крупные тихоходные роторы были в основном жесткими, для балансировки они устанавливались на стенд, опоры которого располагались на весьма жестком основании, и для них упомянутая выше методика достаточно быстро приводила к необходимому результату. У балансировщика возникло по-человечески понятное абсолютное доверие к этой методике, и отойти от нее он в нужный момент не смог.

После двух пусков мне удалось понять эту причину неудач заводского балансировщика, после чего балансировку удалось быстро завершить.

Любопытный разговор произошел у меня после этого с начальником производства завода. Разговор начал он с вопроса:

– И что же там было в этом злосчастном роторе?

– Обычный дисбаланс.

– Да не может быть!

– Это почему же?

– Мы ведь ставили всякие грузы в самых разных местах. В конце концов даже уборщицу просили тыкать пальцем куда-нибудь и туда ставили, да все без толку.

– Вам просто не хватило времени, и до нужного сочетания грузов вы не успели добраться.

Эпизод 3

Меня пригласили разобраться с балансировкой на месте ротора привода насосного агрегата, которая продолжалась уже длительное время без видимых результатов. Было выполнено уже несколько десятков балансировочных пусков, благо доступ к плоскостям коррекции был свободным.

Рассмотрев результаты проведенных пусков, я обратил внимание на то, что значения вибрации при всех пусках близки, а устанавливаемые балансировочные грузы по массе явно меньше дисбаланса. Балансировщик, проводивший работу, посчитал, что масштабы ротора и величина ранее установленных грузов позволяют ему использовать грузы массой не более 200 г, выше которой он и не поднимался.

Производя измерения, я попытался померить вибрацию на выбеге и обнаружил, что при прохождении резонанса прибор измерения амплитуды вибрации зашкалил, при этом был слышен резкий стук, связанный с задеваниями по железу ротора о статор.

Мне стало ясно, что дисбаланс намного превышает названные выше 200 г. В процессе балансировки, занявшей всего три пуска, было установлено грузов общей массой около 2 кг.

Любопытно, что, как и в предыдущем эпизоде, балансировщик оказался буквально в плену своего заблуждения, а мои действия воспринял как совершенно парадоксальные.

В связи с изложенным хочется указать читателю на простой и надежный путь преодоления трудности, связанной с выбором чрезмерно малой массы пробных грузов.

Каждый последующий пуск позволяет без риска увеличивать массу ранее установленного груза в 3 раза (не более!), если при установке этого груза вибрация не претерпела существенных изменений (амплитуда изменилась менее чем на 30 % либо фаза менее чем на 20°). Это позволит уже за два пуска увеличить массу в 9 раз, а за три пуска – в 27, чего окажется вполне достаточно. Если бы в рассматриваемом случае балансировщик использовал это правило, то в течение двух-трех пусков от 200 г он бы дошел до нужных значений массы. Не следует придавать большого значения массам имеющихся грузов: они могут оказаться на порядок меньше необходимой.

Эпизод 4

В гл. 5, п. 5.4.3 приведена формула для определения массы пробного груза для случая, когда нет никаких сведений о балансируемом объекте. Смысл ее в том, что без риска можно установить на ротор дисбаланс, создающий эксцентриситет массы ротора менее амплитуды оборотной вибрации.

Эту формулу предложил я. Ранее существовала формула, предписывавшая умножать полученную массу на квадрат отношения $3000/n$, где n – скорость вращения, об/мин. Это приводило к тому, что для тихоходных агрегатов масса пробных грузов оказывалась сильно завышенной: для 750 об/мин в 16 раз.

Один из моих уважаемых коллег на заре своей вибрационной практики поставил на синхронный компенсатор с частотой вращения 750 об/мин

соответственный чрезмерный пробный груз. В результате пуска возникла настолько интенсивная вибрация, что машина была практически разрушена, потребовался длительный и сложный восстановительный ремонт.

Вывод из этого эпизода весьма прост: при малейшем сомнении массу пробного груза следует уменьшить, поскольку даже при чрезмерно низкой массе пробного груза сработает технология, описанная в эпизоде 2. Это предупреждение излишне для машин, частоту вращения которых можно плавно регулировать при повышении (турбины, электродвигатели постоянного тока). Для этих машин после установки первого пробного груза при подъеме частоты вращения следует контролировать вибрацию и прекратить подъем частоты вращения при появлении опасных амплитуд вибрации.

Эпизод 5

На одной из уральских электростанций членами моего производственного участка выполнялась балансировка ротора генератора средней мощности. Руководил балансировкой достаточно опытный специалист, вместе с которым работал новичок. После множества бесплодных балансировочных пусков к их компании присоединился и я.

При первом же пуске во время снятия АФЧХ при подъеме частоты вращения я обнаружил, что фаза вибрации имеет тенденцию к снижению, тогда как обычно ее изменения при росте частоты вращения должны иметь тенденцию роста. Я посмотрел на лимб градусной разметки для замера фазы по стробоскопу и увидел, что вопреки принятому у нас направлению лимб размечен против вращения. В связи с тем, что отсчет углов на роторе соответствовал нормальному направлению, балансировка не получалась. Устранение этой ошибки быстро привело к цели.

Главный вопрос в том, каким образом опытный специалист мог допустить такую примитивную ошибку. Этому способствовал целый ряд его упущений:

- как выяснилось, разметку лимба он поручил новичку и не проверил его работу;
- вопреки принятой технологии он не стал снимать АФЧХ и ограничивался измерениями на номинальной частоте вращения, что не позволило ему быстро обнаружить ошибку;
- после нескольких пусков, которые не дали результата, необходимо было выяснить причину неудачи, при этом одной из первых проверок должна была быть проверка направления отсчета фазы, этого не было сделано.

Именно большой и исключительно удачный опыт балансировок с названными нарушениями технологии привел моего коллегу к этой ошибке.

Гораздо чаще бывают ошибки неправильного направления измерения фазы при пользовании приборами с цифровыми или стрелочными фазометрами. Очень подробно о том, как избежать таких ошибок, говорится в гл. 7, а из приведенного эпизода ясно, каковы могут быть последствия таких ошибок.

* * *

Эпизоды 6 – 10 связаны с очень деликатной проблемой использования низкочастотных балансировочных станков, подробно описанной в гл. 5, п.п. 2.2, 4.2 и 4.3.

Практика показывает, что в подавляющем большинстве случаев роторы с отношением $\omega/\omega_1 > 2$ (ω – частота вращения, ω_1 – первая критическая частота) после балансировки на станках приходится балансировать на месте. При этом, как правило, при наличии доступных торцевых плоскостей балансировка на месте затруднений не вызывает. Для мощных энергетических турбоагрегатов такими роторами являются роторы генераторов и роторы низкого давления турбин.

Другие турбинные роторы при отсутствии ошибок при низкочастотной балансировке обычно последующей балансировке не требуют, иногда небольшая необходимая корректировка возможна путем установки грузов на муфты. Эти обстоятельства как раз и объясняют в общем спокойное отношение к применению балансировочных станков во всех случаях даже тогда, когда в этом нет необходимости и когда это может принести вред. Увы, не всегда все кончается благополучно, что будет видно из приводимых ниже эпизодов.

К сожалению, повышенная вибрация при пуске агрегата после балансировки роторов на станке связана не только с тем, что для гибких роторов низкочастотная балансировка недостаточна: во многих случаях при балансировке на станке допускаются ошибки, связанные и с несовершенством используемого оборудования, и с грубыми нарушениями технологии балансировки. В связи с этим приводимые ниже эпизоды вряд ли можно вполне рассматривать как иллюстрацию недостаточности низкочастотной балансировки для гибких роторов, поскольку описываемые неприятности в равной мере могли быть следствием внесения дисбаланса при балансировках на станках из-за примитивных ошибок.

Эпизод 6

Перед ремонтом турбоагрегат мощностью 250 МВт имел удовлетворительное состояние по оборотной вибрации. Основные работы в период ремонта были связаны с нормализацией тепловых перемещений турбины. Одновременно была выполнена профилактическая балансировка всех роторов турбины на низкочастотном балансировочном станке, хотя никаких работ на роторах не выполнялось. На один из роторов при балансировке были установлены весьма существенные грузы в торцевые плоско-

сти коррекции массой 1900 г с одной стороны и 1300 г с другой, при этом кососимметричная составляющая этих грузов составила 1200 г.

При пуске машины из ремонта на подшипниках упомянутого ротора обнаружилась весьма существенная оборотная вибрация с двойной амплитудой до 80 мкм, которую доступными плоскостями коррекции устранить не удалось. Анализ показал, что наблюдаемая вибрация вполне соответствует дисбалансу установленных кососимметричных балансировочных грузов.

Пришлось вскрывать цилиндр и убирать кососимметричные грузы. Проверка балансировки при этом не производилась. После пуска машины вибрация существенно снизилась и очень небольшими корректировками в доступных плоскостях коррекции быстро была доведена до минимальных значений.

В рассматриваемом эпизоде наблюдалось еще одно чрезвычайно редкое явление: кососимметричный дисбаланс вызывал на подшипниках ротора почти синфазную вибрацию: фазы вибрации отличались на 30° .

Напомним, что обычно кососимметричный дисбаланс вызывает противофазную вибрацию. Как показал анализ, в результате работ по реконструкции существенно снизилась жесткость одного из подшипников, вследствие чего собственная частота его оказалась ниже оборотной и фаза вибрации перевернулась на угол близкий к 180° .

Это обнаружилось по изменению фаз коэффициентов влияния для доступных плоскостей при балансировке в собственных подшипниках.

Эпизод 7

После ремонта ротора генератора мощностью 35 МВт вибрация оборотной частоты оказалась столь существенной, что было принято решение перед балансировкой на месте выполнить его балансировку на станке. Это решение (как позже выяснилось, ошибочное) привело к необходимости разобрать генератор и выводить ротор, что, как известно, связано с весьма существенными затратами.

После балансировки на станке вибрация еще больше возросла и достигла значений, при которых было недопустимо поднимать частоту вращения до номинальной – 3000 об/мин. С большим риском частоту вращения все-таки довели до 3000 об/мин и получили вибрацию с двойной амплитудой около 300 мкм.

Пришлось ротор в таком состоянии балансировать на месте.

Эпизод 8

На одном из подшипников турбины мощностью 250 МВт длительное время после каждого очередного капитального ремонта наблюдалась вибрация оборотной частоты около 50 мкм всегда примерно с одной фа-

зой, что приводило к необходимости при балансировке на месте устанавливать на соседнюю муфту груз массой около 2 кг.

При очередной балансировке на станке соответствующего ротора обнаружилось, что установленный при давней балансировке груз массой 1200 г необходимо снять. Анализ показал, что именно этот груз мог быть причиной описанных проблем с вибрацией. Пуск из ремонта полностью подтвердил этот вывод: вибрация снизилась до нормы.

Мне удалось выяснить, что при балансировке ротора на станке была неудачно выбрана частота вращения: на зарезонансном станке ротор вращался вблизи резонанса. Предполагается, что это и привело в свое время к ошибочной установке ненужного груза, а при последующих балансировках, сталкиваясь с невозможностью уравновесить ротор, балансировщики на всякий случай не меняли корректирующих масс на роторе.

Этот эпизод иллюстрирует необходимость при возникновении непонятных явлений и трудностей в процессе балансировки на станке обязательно разобраться в их причинах и добиться совершенно достоверного расположения корректирующих масс на роторе. Ошибки при балансировке на станке, как правило, возникают в связи с подобными трудностями.

Эпизод 9

На турбине мощностью 50 МВт в течение многих лет наблюдалась хроническая вибрация подшипника № 1 с оборотной частотой и двойной амплитудой около 70 мкм. Неоднократные попытки тщательно отбалансировать ротор на станке и другие мероприятия по снижению возмущающих сил доступными способами никакого эффекта не давали. Исследования показали, что ригель подшипника № 1 имеет собственную частоту, близкую к оборотной, при этом он совершает крутильные колебания, форма которых показана на рис. 8.2. Отстроиться от резонанса не представлялось возможным. Турбина долгие годы работала с повышенной вибрацией.

В конце концов было предложено балансировать ротор в собственных подшипниках с разборкой цилиндра турбины при каждом пуске для доступа к плоскости коррекции. Эта беспрецедентная и чрезвычайно дорогая операция была выполнена и привела к положительному результату, в конечном счете на ротор турбины со стороны подшипника № 1 установлен груз массой около 700 г.

После этого было рекомендовано полученный в результате описанной балансировки груз всегда ставить на ротор дополнительно после завершения очередной балансировки на станке.

Данный эпизод показывает, насколько необычными бывают технические решения, связанные с устранением вибрации. Интересна и

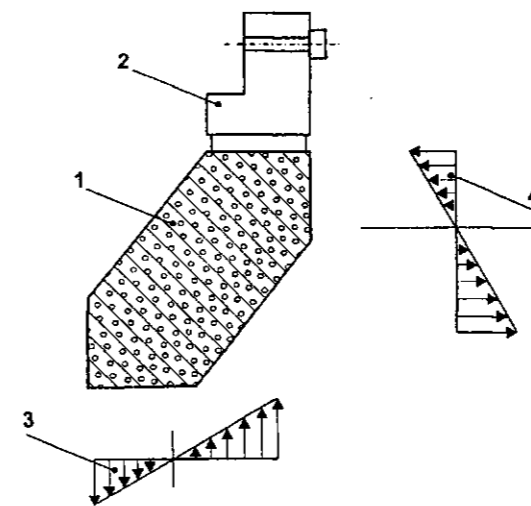


Рис. 8.2. Кинематика передней опоры турбины:

1 — поперечное сечение ригеля; 2 — корпус подшипника; 3 — эпюра вертикальной вибрации ригеля; 4 — эпюра осевой вибрации ригеля

собственная форма колебаний ригеля: хотя крутильные колебания можно наблюдать на реальных машинах, все же обычно на элементах фундамента преобладают формы с изгибными колебаниями элементов.

Эпизод 10

Будучи еще очень молодым, я принимал участие в наладке после монтажа газовой турбины мощностью 35 МВт. Тогда на подшипниках турбины двойная амплитуда вибрации оборотной частоты не превышала 20 мкм. В то время на заводе-изготовителе еще не было высокочастотного балансировочного стенда и все роторы подвергались низкочастотной балансировке. Через несколько десятилетий меня пригласили для участия в устранении повышенной вибрации этой турбины.

Вибрация на втором подшипнике, соседнем с муфтой (см. рис. 8.3), хронически оставалась повышенной и достигала 70 мкм. Попытки повлиять на нее установкой компенсирующего груза на муфту успеха не имели.

Анализируя техническую документацию, я обнаружил, что повышенная вибрация возникла после того, как ротор турбины по чьей-то рекомендации отбалансировали на высокочастотном балансировочном стенде завода-изготовителя. Я также отметил, что на машине в связи с повышенной вибрацией выполнено множество разнообразных и дорогостоящих вибрационных исследований с привлечением солидных исследователей-

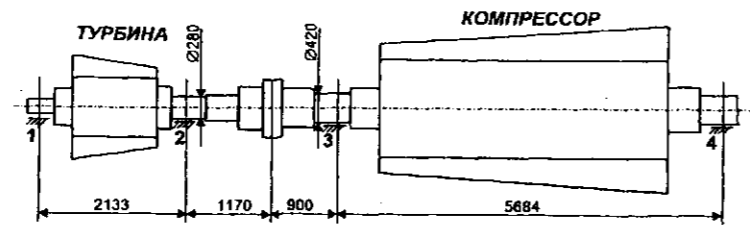


Рис. 8.3. Схема валопровода газовой турбины

ских институтов, рассматривались разнообразные экзотические предложения по ее устранению, которые по техническим причинам были отвергнуты. Вопрос о балансировке ротора не ставился при этом никогда, поскольку у нас утвердилось мнение, что балансировка на высокочастотном балансировочном стенде снимает все вопросы балансировки роторов.

Ротор турбины формально жесткий с отношением $\omega/\omega_1 \approx 0,65$, однако он имеет развитый консольный участок с полумуфтой.

Описанные обстоятельства позволили мне составить следующее представление о причинах вибрации.

При балансировке ротора на стенде завода-изготовителя корректирующие массы устанавливались в пролете ротора и ими был компенсирован возможный дисбаланс на консольном участке. Как видно из рис. 8.3, консольный участок ротора турбины является длинным и относительно массивным, гибкость его могла усилить отрицательный эффект от упомянутого перераспределения корректирующих масс. При установке ротора в машину муфта была соединена и возможный дисбаланс консольного участка перекочевал с ротора турбины на соседний ротор компрессора, поскольку последний имеет более короткий и жесткий консольный участок (см. рис. 8.3). Корректирующие массы, которые компенсировали возможный дисбаланс консольного участка, оказались лишними и стали причиной повышенной вибрации.

Исходя из этого представления о причинах вибрации, я рекомендовал отбалансировать ротор турбины на низкочастотном балансировочном станке со снятой полумуфтой. Снять полумуфту я предложил для того, чтобы исключить влияние ее дисбаланса на результаты балансировки. После выполнения этих работ было достигнуто снижение вибрации подшипников турбины до минимальных значений.

Из этого эпизода следует, что, во-первых, нельзя относиться к высокочастотной балансировке как к абсолютно безукоризненному средству и что, во-вторых, роторы с развитыми консольными участками требуют особого подхода как при высокочастотной, так и при низкочастотной балансировках.

Здесь также уместно напомнить читателю эпизод 1.

Как возникает осевая вибрация на подшипниках неуравновешенного ротора, читатель уже знает из гл. 3. Очень недалеко от истины утверждение, что чем ниже поперечные (вертикальная и горизонтальная) компоненты вибрации, тем ниже и осевая. В связи с этим при весьма низких поперечных компонентах вибрации как-то уже не принято связывать интенсивную осевую вибрацию с дисбалансом ротора. Мне в таких случаях обычно тоже приходило на ум предположение о резонансе опоры в осевом направлении, пока я не столкнулся с рассматриваемым эпизодом.

После того, как была закончена балансировка ротора турбогенератора мощностью 35 МВт на месте по поперечным компонентам вибрации, повышенной оказалась осевая вибрация. Предположение о резонансе в осевом направлении было отвергнуто после снятия АФЧХ в осевом направлении: резонанс находился явно выше рабочей частоты вращения. Было принято решение отбалансировать ротор по осевой вибрации.

В таблице приводятся значения вибрации подшипников ротора на стадии балансировки по осевой вибрации. Грузы устанавливались в торцевой плоскости коррекции со стороны подшипника 2.

Двойные амплитуды оборотной вибрации подшипников ротора генератора при завершении балансировки, мкм

Точки	1в	1п	2в	2п	2о	Масса груза, г
Пуск 0	24	12	19	3	98	
Пуск 1	22	7	13	12	78	1094
Пуск 2	33	8	5	15	12	900

Примечание. Индексы точек содержат номер подшипника и первую букву для направления измерения в – вертикальное, п – горизонтально-поперечное, о – осевое. Например, 2о – вибрация подшипника 2 в осевом направлении.

Из таблицы видно, что по поперечным компонентам максимальная вибрация выросла от 24 до 33 мкм, при этом осевая вибрация снизилась с 98 до 12 мкм.

Основной вывод очевиден: даже при весьма низких поперечных компонентах вибрации перспектива снижения оборотной осевой вибрации балансировочными методами отнюдь не безнадежна.

Двукратное измерение параметров вибрации на балансировочных частотах при балансировке на месте как-то с самого начала вошло у меня в привычку. Совершенно неожиданно для себя я вдруг обнаружил, что это делают далеко не все. Как сильно это может отразиться на результатах

работы впервые я обнаружил при одной балансировке ротора генератора мощностью 25 МВт.

Любопытно, что в этом случае, как и во многих аналогичных, связанных с разнообразными неприятностями в связи с проблемами повышенной вибрации, основные события разворачивались в мое отсутствие: я был в очередном отпуске.

В период ремонта, предшествующего рассматриваемой балансировке, на агрегате реконструировали турбину с переводом ее на противодавление, при этом убрали ротор низкого давления, заменив его промежуточным валом, а вместо крышки цилиндра низкого давления (ЦНД) был установлен легкий кожух. Эти детали имеют отношение к рассматриваемому вопросу, поскольку один из подшипников балансируемого ротора находился в корпусе, объединенном с ЦНД, и устранение крышки этого цилиндра в несколько раз снизило жесткость подшипника.

К тому моменту, когда меня направили на рассматриваемый объект, работы продолжались более двух недель, было сделано уже около тридцати балансировочных пусков, в балансировке приняли участие все наиболее квалифицированные балансировщики нашего предприятия. Уже сложилось впечатление, что ротор отбалансировать не удастся, что надо по крайней мере восстановить крышку ЦНД. Тут же выяснилось, что крышка ушла на переплавку и о ее установке на место говорить уже поздно...

Никак не ожидал я, что все закончится очень скоро и благополучно: задача на первый взгляд представлялась неразрешимой. Без всякого оптимизма, скорее из-за отсутствия выхода, чем с надеждой на успех, я решил сделать попытку отбалансировать этот ротор.

При проведении измерений на номинальной частоте вращения 3000 об/мин я обнаружил, что второй замер сильно отличается от первого. Продолжая измерения, я выяснил, что уже через 20 мин вибрация установилась. Примерные параметры изменений вибрации в одной из точек во времени представлены на рис. 8.4.

Как видно из рис. 8.4, изменения вибрации соизмеримы с исходным уровнем. Использование первого замера для балансировочных расчетов некорректно, поскольку на неустановившемся режиме параметры вибрации имеют неопределенные значения. Как выяснилось, все неприятности, возникшие при этой балансировке, были связаны как раз с тем, что вибрацию измеряли однократно.

При последующих балансировочных операциях я использовал для расчетов параметров вибрации на установившемся режиме. Балансировка была успешно завершена после двух балансировочных пусков.

В этом эпизоде изменения вибрации при балансировочных пусках оказались чрезмерными. Обычно эти изменения много меньше, поэтому в большинстве случаев балансировку удается выполнить и без дублирова-

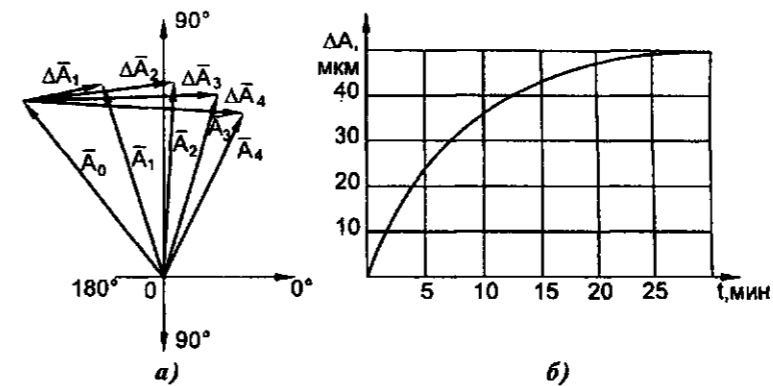


Рис. 8.4. Изменение вибрации в процессе балансировочного пуска: а — векторное изменение; б — временное изменение двойной амплитуды

ния измерений вибрации, однако, как не трудно понять, даже при небольших изменениях вибрации повышаются погрешности определения корректирующих масс и увеличивается количество пусков, необходимых для выполнения балансировки, а вместе с ним и затраты.

Эпизод 13

В связи с предыдущим эпизодом уместно вспомнить более благополучные события, которые имеют отношение к нестабильному состоянию роторов в процессе балансировки.

При балансировке на месте дутьевых вентиляторов энергоблока мощностью 800 МВт было обнаружено нестабильное состояние роторов и изменение вибрации в процессе измерений ее параметров. Выдержка во времени не приводила к стабилизации: вибрация непрерывно менялась, при этом явно менялось и состояние дисбалансов ротора.

Как выяснилось, наблюдаемые явления были связаны с тем, что неудачно была собрана схема включения балансируемой машины по воздуху. Вследствие этого через вентилятор циркулировал без обмена с внешней средой один и тот же воздух, постепенно и непрерывно нагреваясь, это приводило к тепловым деформациям ротора вентилятора.

Альтернативная схема была связана с подачей воздуха из вентилятора в топку котла, непосредственно это сделать было невозможно, т. к. в это время внутри котла велись монтажные работы.

Выход состоял в том, что часть воздуха отводилась в топку котла, количество воздуха, подаваемое на котел, было ограничено специальной

перегородкой, а все балансировочные работы проводились в ночную смену, когда из топки уходили работающие там люди.

Это позволило обеспечить стабильный режим и решить проблему балансировки рассматриваемых машин.

Эпизод 14

В подавляющем большинстве случаев симметричный дисбаланс создает преимущественно синфазную вибрацию, а кососимметричный – противофазную. К сожалению, бывают исключения, которые, если о них не знать, могут существенно осложнить работу по диагностике и наладке машин и привести к ошибочным решениям.

Один из таких случаев описан выше в эпизоде 6, там это было связано с резонансным режимом работы одной из опор ротора.

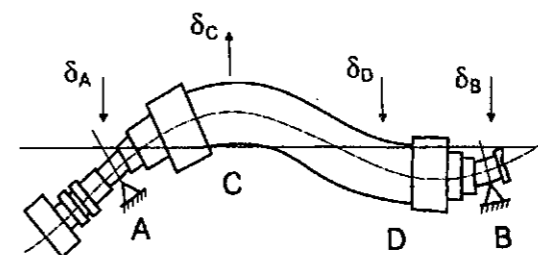
Весьма любопытный случай наблюдался на роторе генератора газотурбинного агрегата мощностью 35 МВт.

При балансировке ротора после монтажа на его подшипниках в вертикальном направлении при номинальной частоте вращения наблюдалась синфазная вибрация оборотной частоты с двойной амплитудой до 100 мкм. На критической частоте уровень вибрации был вполне приемлемым. Установка пробной пары симметричных грузов в штатные плоскости коррекции показала их чрезвычайно низкое влияние на вибрацию. Было принято решение устанавливать на ротор распределенные грузы с выемкой ротора из статора при каждом балансировочном цикле. В связи с тем, что такая работа связана с чрезвычайными затратами, меня вызвали на этот объект в качестве эксперта для оценки правильности принятого решения.

По опыту я знал, что не может на роторе с первой критической частотой вращения около половины номинальной быть такого дисбаланса, который бы приводил к весьма интенсивным синфазным вибрациям на номинальной частоте вращения при относительно низкой вибрации на критической. Осмотрев ротор, я обнаружил следы задеваний по уплотнениям внутри пролета ротора, расположенные с двух сторон кососимметрично, что свидетельствовало о преобладании противофазных колебаний.

Надо было объяснить, каким образом при противофазной вибрации на валу могла возникнуть синфазная вибрация подшипников. Это явление нашло объяснение, которое основано на учете особенностей конструкции консольного участка ротора генератора. Помимо контактных колец на этот участок был навешен регулятор скорости турбины и механизм соединения валопровода с пусковой турбиной, располагающейся за генератором. Развитая консоль с большой присоединенной массой могла соз-

Рис. 8.5. Форма колебаний ротора при синфазной вибрации опор: δ_A, δ_B – деформации на опорах; δ_C, δ_D – деформации в пролете



дать форму колебаний ротора, которая представлена на рис. 8.5.

Как видно, приведенная форма упругого прогиба вала от кососимметричного дисбаланса предполагает синфазные вибрации опор при противофазных вибрациях ротора внутри пролета.

Балансировка ротора была выполнена путем установки кососимметричных корректирующих масс, которые позволили устранить синфазную вибрацию.

Эпизод 15

С 1969 г. в балансировочной практике используется разработанная мной программа "Баланс" для расчетов при балансировке на месте. С того времени она непрерывно модернизируется и в настоящее время представляет собой весьма совершенный продукт, успешно применяемый многими пользователями.

Однажды я получил письмо с благодарностью за очень хорошую программу "Баланс". В письме она сравнивалась с другой балансировочной программой, авторы письма сообщали, что по моей программе они успешно отбалансировали ротор, в то время как по другой программе они сделали несколько практически бесполезных балансировочных пусков.

Я знал упомянутую в письме конкурирующую программу. Она уступала моей по функциональным возможностям, но ошибок в ней не было, отзывы о ней были положительные, в связи с этим письмо меня не столько порадовало, сколько озадачило. Я попросил прислать мне данные по всем выполненным балансировочным пускам.

Анализ полученных данных показал, что при исходном пуске измерения вибрации по какой-то причине оказались некорректными.

Конкурирующая программа организована так, что все расчеты при последующих пусках базируются на данных исходного пуска, в связи с чем результаты расчетов в процессе всех последующих пусков оказались неверными.

Программа "Баланс" в отличие от других каждый следующий пуск по умолчанию сравнивает не с исходным, а с предшествующим, что как-то защищает балансировщика от возможных ошибок. Однако виновата в

рассматриваемом случае не программа, а балансировщик: он имел возможность изменить соответствующим образом исходные данные и избежать ошибок.

Главный смысл рассмотренного случая не в сравнении качества программ расчета грузов, а в том, что никакая программа не может заменить человека и не может его избавить от необходимости думать и принимать правильные решения.

Одновременно воспользуюсь этим эпизодом, чтобы указать читателю на то, что допущенная авторами письма ошибка довольно типична и часто приводит к затруднениям при балансировках. Необходимо всегда иметь в виду, что любой из выполненных балансировочных пусков может оказаться ошибочным, однако это обстоятельство не может привести к тяжелым последствиям, если его учитывать. Один из простейших способов учета этого обстоятельства состоит в том, что при расчете очередных значений динамических коэффициентов влияния (ДКВ) сравнивают данные очередного пуска с данными предшествующего, а при возникших трудностях используют близкие значения ДКВ, рассчитанные по разным парам пусков (см. гл. 5, п. 5.1.3).

Эпизод 16

На турбоагрегате мощностью 50 МВт наблюдалась хроническая вибрация подшипников 2 и 3, соседних с муфтой между роторами турбины и генератора. Максимальная интенсивность вибрации достигала 80 мкм, преобладала вибрация оборотной частоты. Были тщательно устранены обнаруженные отклонения в сопряжении роторов: колечатость и излом оси на диаметре муфты не превышали 20 мкм. Многократно предпринимались попытки балансировки роторов турбины и генератора установкой грузов в штатные плоскости коррекции. Все эти мероприятия оказались безрезультатными.

С целью выявления дефектного ротора была предпринята экстраординарная процедура отдельного пуска турбины и генератора. Если для отдельного пуска турбины достаточно было разобрать муфту между генератором и турбиной, то для вращения ротора генератора в режиме синхронного двигателя потребовалось выполнить целый ряд специальных работ. На роторе генератора был оборудован специальный упорный подшипник; для вращения ротора генератора в режиме двигателя был остановлен еще один генератор, который был соединен с исследуемым по электрической части специально собранной схемой.

Достаточно сложная и дорогостоящая процедура отдельного пуска привела к странным результатам: ни при пуске турбины, ни при пуске генератора сколько-нибудь существенной вибрации на подшипниках не было обнаружено. Агрегат оставили в покое и длительное время после этого работали с повышенной вибрацией.

Эта история завершилась до обидного простой операцией: преодолев неприятие персонала станции, я добился балансировки с установкой груза на муфту, которая прошла без осложнений и позволила снизить вибрацию до 20–30 мкм.

Идея отдельного пуска турбины и генератора, а иногда и части турбины без роторов низкого давления возникает очень часто при появлении трудностей с устранением повышенной вибрации. К счастью, в связи со сложностью исполнения она очень редко воплощается. Как показал рассматриваемый опыт и другие известные мне случаи, такая дорогостоящая процедура на энергетических турбоагрегатах, как правило, ничего, кроме новых загадок, не приносит: в конце концов приходится иметь дело с собранным валопроводом, динамические свойства которого и характер вибрации отличаются от таковых при отдельном пуске. Я очень надеюсь, что эта информация будет адекватно воспринята читателем и позволит избежать ненужных расходов на проведение отдельных пусков.

Одновременно необходимо отметить, что отдельный пуск приводного двигателя на агрегатах малой и средней мощности является достаточно распространенной и простой операцией, которая, напротив, позволяет экономить трудозатраты и энергоресурсы при выполнении работ по виброналадке.

Еще одно обстоятельство, связанное с рассматриваемым эпизодом, требует отдельного комментария.

Когда-то считалось некорректным устранять вибрацию установкой грузов на муфты в связи с тем, что на муфтах как бы не может быть существенного дисбаланса. Позже было показано, что плоскости муфт можно эффективно использовать при балансировках наравне со штатными плоскостями коррекции даже и в тех случаях, когда дисбалансы располагаются внутри пролетов. Рассмотренный выше эпизод как раз и относится к тем временам, когда на муфты балансировочные грузы ставить избегали.

Эпизоды 17–20

Небрежность и ошибки при установке балансировочных грузов чреваты большими неприятностями. Приведу несколько примеров, относящихся к этой теме.

На ротор генератора мощностью 200 МВт установлены грузы, распределенные по длине в виде свертышей с резьбой около М40.

Свертыши не были зачеканены, вследствие чего один из них вывернулся на работающем агрегате и уперся в расточку статора. Прорезав углубление на поверхности статора, он разрушил и изоляцию обмотки статора. Это привело к аварии с тяжелыми последствиями. Об этом эпизоде я узнал из специального циркуляра, выпущенного по этой аварии.

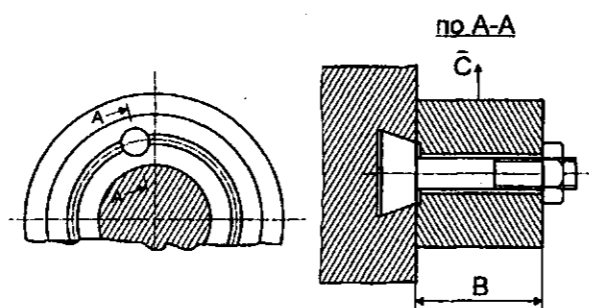


Рис. 8.6. Конструкция балансирующих грузов с ограниченным размером B

Другой эпизод произошел, увы, с моими сотрудниками. При балансировке ротора генератора на месте после пробного пуска выяснилось, что необходимо установить большие корректирующие массы. Для этого были изготовлены грузы, которые имели большой размер B (рис. 8.6), это было ошибкой, которая не была исправлена также и вследствие неправильного расчета грузов на прочность.

При расчете на прочность приняты во внимание напряжения среза в болтах крепления, однако не был учтен момент $CB/2$ от действия центробежных сил \bar{C} . В результате прочность грузов оказалась недостаточной, были смяты поверхности головок болтов, грузы вырвались и повредили обмотку статора, потребовался дорогостоящий ремонт генератора.

Очень часто при использовании болтов с головкой в форме ласточкина хвоста для крепления грузов неправильно контролируется необходимый натяг h по головке (рис. 8.7). Обычно ограничиваются тем, что контролируют неподвижность грузов после затяжки болтов, однако этого, как показывает опыт, недостаточно.

На роторе генератора мощностью 100 МВт был установлен груз массой около 2 кг на два болта. Как выяснилось впоследствии, при затяжке болтов их головки уперлись в груз ($h=0$), что не позволило обеспечить достаточное прижатие груза к торцу ротора.

После года работы агрегата при одном из остановов груз сдвинулся по дуге примерно на 30° , возникла повышенная вибрация. Не выяснив причину ее возникновения, ротор вновь отбалансировали при новом положении груза и лишь непосредственно перед сборкой генератора обнаружили отпечаток на месте старого положения груза, груз закрепили на новом месте с заменой болтов. Дополнительные грузы, установленные при последней балансировке, соответствовали дисбалансу, возникшему вследствие смещения первоначального груза.

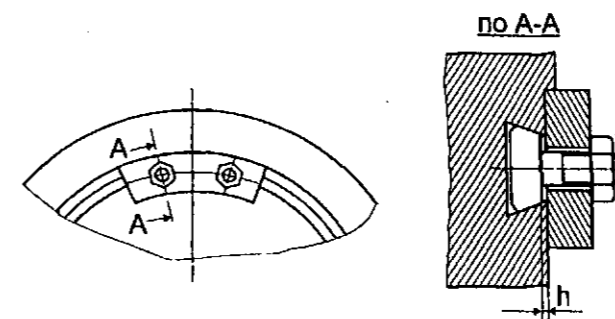


Рис. 8.7. Крепление грузов болтами с головкой в форме ласточкина хвоста

Затраты, связанные с разборкой-сборкой генератора и дополнительной балансировкой, — такова внушительная цена за небрежность при установке груза.

Следующий эпизод связан с достаточно редкой процедурой переноса грузов и по-своему уникален.

При балансировке ротора генератора мощностью 150 МВт осуществлялся перенос грузов "на бочку". Грузы были равномерно размещены по длине ротора в виде небольших пробок в отверстиях пазовых клиньев. Всего пробок было занято полностью три паза. Свободные отверстия с противоположной стороны ротора заглушены не были, что создало существенную тепловую асимметрию ротора. Изменение вибрации при нагружении вследствие этой тепловой асимметрии в одной из точек превысило 50 мкм. Пришлось останавливать агрегат, разбирать генератор и вынимать ротор для устранения тепловой асимметрии. После того, как отверстия, противоположные установленным пробкам, были заглушены дюралевыми заглушками, упомянутые изменения вибрации не наблюдались.

Эпизод 21

Несколько раз в тексте этой книги упоминается изобретение автора [71] "Способ динамической балансировки роторов". Оно пока не нашло широкого применения и поэтому я счел преждевременным описывать его в гл. 5, посвященной балансировке роторов. Внедрение этого изобретения выявило ряд интересных в техническом и научном смысле обстоятельств, в связи с чем я решил о нем написать.

Судьба этого изобретения оказалась нелегкой. От подачи заявки до внедрения прошло более 10 лет. В процессе внедрения мне пришлось испытывать большое противодействие со стороны людей, которых я не могу назвать ретроградами. Главным недостатком этого изобретения, который осложнил его внедрение и препятствует его распространению,

является то, что положительный результат его применения (экономия энергоресурсов, сокращение простоя оборудования) ничего не дает непосредственным исполнителям балансировки, на долю которых выпадают большие дополнительные работы и лишние хлопоты.

Пуски машины с пробными грузами при существующей технологии балансировки необходимы (гл. 5, п. 5.1.3). Они связаны с большими дополнительными затратами энергоресурсов, дополнительным износом оборудования, кроме того, не всегда удается обеспечить идентичность условий всех балансировочных пусков, что приводит к погрешностям при определении ДКВ и нередко существенно удлиняет процедуру балансировки. Если бы можно было изменять дисбалансы на роторе непосредственно в процессе измерений вибрации, то это избавило бы нас от необходимости выполнять пробные пуски и от всех связанных с ними потерь. Рассматриваемое изобретение как раз и предлагает способ изменения дисбаланса в процессе вращения ротора на балансировочной частоте.

На ротор устанавливаются ампулы (полые сосуды) с жидкостью. В процессе вращения ротора в нужный момент ампулы вскрываются путем разрушения пробок воздействием специального устройства (вскрывателя) и опоражниваются. Дисбаланс на роторе при этом меняется в соответствии с массой истекшей жидкости, он точно известен. По изменению вибрации, которое происходит в процессе истечения жидкости, определяют значения ДКВ, используемые при балансировочных расчетах.

На рис. 8.8. представлена конструкция оснастки ротора для реализации описываемого изобретения. Ампулы выполнены в виде полых болтов специальной конфигурации, устанавливаемых на место стяжных болтов муфт. Ампулы перед испытаниями заполнены маслом. В одну ампулу помещается 300 - 500 г масла (разное количество для разных конструкций). На каждую муфту устанавливается две ампулы, чтобы, с одной стороны, обеспечить симметрию, а с другой — получить двукратное определение значений ДКВ, повысить их точность и оценить погрешность. Пробки ампул у основания имеют подрезку, она обра-

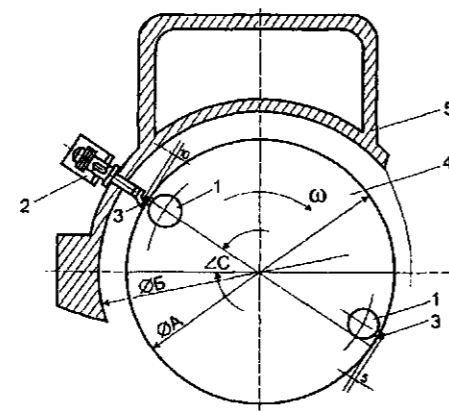


Рис. 8.8. Конструкция балансировочной оснастки:
1 — ампулы; 2 — вскрыватель; 3 — пробки; 4 — муфта; 5 — крышка подшипника

зует слабое сечение, по которому пробка разрушается, наталкиваясь при вращении на боек вскрывателя. Для возможности поочередного вскрытия ампул в одной плоскости на них установлены пробки разной длины, соответственно 5 и 10 мм от общего радиуса подрезки. Специальные дистанционные шайбы обеспечивают выдвижение бойка вскрывателя на заданную величину вначале для вскрытия ампулы с длинной пробкой, а затем — с короткой.

Не останавливаясь на многочисленных деталях, связанных с доводкой рассматриваемой конструкции, отметим, что ее в конце концов удалось сделать работоспособной.

В процессе работы с ампулами параметры вибрации опор и вала были записаны на магнитограф. На рис. 8.9 представлена запись двойных амплитуд оборотной вибрации в мкм в ряде точек на валу и опорах. На графиках рис. 8.9, а обозначены индексы точек: число означает номер опоры, буквы — направление (в — вертикальное, п — поперечное), например 11п — опора 11 в поперечном направлении; в градусах нанесены средние значения фаз вибрации.

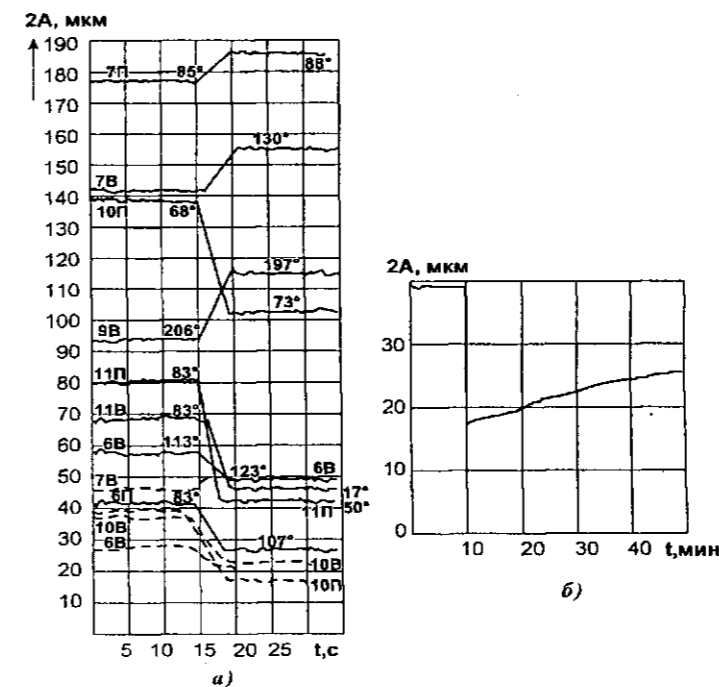


Рис. 8.9. Изменение оборотной вибрации при вскрытии балансировочной ампулы:
а — в момент вскрытия ампулы на муфте между подшипниками 10 и 11; б — то же на подшипнике в точке 10п в процессе стабилизации; — — на валу, --- на опорах

С применением ампул было успешно выполнено несколько балансировок валопроводов турбин мощностью 800 МВт.

Неожиданными оказались некоторые результаты выполненных работ. По причинам, не связанным с точностью измерений вибрации, отличия значений ДКВ для двух идентичных экспериментов с двумя ампулами в одной плоскости достигали 20 %, в то время как ожидалось, что они не превысят 10 %. Весьма интересным оказалось то, что после быстрого изменения вибрации в процессе опорожнения ампулы происходит плавное ее изменение вследствие дополнительных тепловых деформаций шейки под действием дисбаланса. Это изменение в большинстве случаев незаметно, но для некоторых точек оно оказалось весьма существенным (рис. 8.9, б). Пожалуй, это был первый эксперимент, в котором обнаружены тепловые деформации в шейках на собранном агрегате, а не в связи с действием свободного консольного участка (см. эпизод 37).

3. ДЕФЕКТЫ МУФТ

Эпизод 22

На соседних с муфтой подшипниках турбины мощностью 300 МВт наблюдалась повышенная вибрация с двойной амплитудой около 70 мкм, с которой долгое время не удавалось справиться опытным балансировщиком. Основная трудность состояла в том, что если установка корректирующих масс в любую из доступных плоскостей приводила к снижению вибрации на одном из подшипников, то при этом примерно настолько же возрастала вибрация на соседнем.

Муфта между подшипниками полужесткая: между полумуфтами располагается компенсатор длиной около 1 м с двумя компенсационными волнами.

Вибрацию мне удалось устранить установкой двух кососимметричных грузов массами около 3 кг каждый на полумуфты по обе стороны от компенсатора.

Само по себе интересно то, что в данном случае установка кососимметричных грузов явно не связана с формами колебаний роторов, в связи с которыми как раз и возникли представления об использовании пар грузов в процессе балансировки.

Вряд ли этот эпизод сможет удивить опытного балансировщика: данный прием скорее всего знаком многим из них. В нем интересно другое: в процессе последующего ремонта оказалось, что компенсатор муфты погнут настолько, что коленчатость муфты превышала 1 мм (бой более 2 мм!). Уместно напомнить, что предельно допустимая коленчатость на таких муфтах составляет 0,05 мм. Такую неисправность за всю жизнь я видел только в этом случае и именно поэтому я о нем вспомнил.

Эпизод 23

Принято считать, что крутящий момент в жестких муфтах передается не призонными болтами, а за счет трения между торцами полумуфт, достаточно сильно стянутых болтами. Для большинства случаев это справедливо, однако иногда торцы полумуфт проскальзывают, при этом призонные болты не могут всегда обеспечить соосность соединяемых роторов. Проскальзывание торцов может привести к существенному увеличению вибрации.

Такой случай наблюдался на турбине 300 МВт. При нагрузке, близкой к номинальной, вибрация на подшипнике 2, расположенном в районе муфты между роторами высокого и среднего давления, внезапно выросла до недопустимых значений. Не сразу поняли в чем дело.

Было предположение, что оборвались рабочие лопатки, но уж очень не хотелось вскрывать цилиндр высокого давления, и на помощь призвали опытных экспертов. После разнообразных исследований вибрации решили проверить муфту. Обнаружилось, что ротор высокого давления вблизи муфты имеет бой около 0,3 мм.

Ревизия муфты выявила плохое состояние торцов полумуфт и большие зазоры по призонным болтам и по заточке, что, как выяснилось, привело к проскальзыванию по торцам полумуфт, появлению несоосности роторов и повышенной вибрации.

Эпизод 24

Турбина 200 МВт была остановлена эксплуатационным персоналом в связи с повышением вибрации на подшипниках 1 и 2 на 2 мм/с от первоначального уровня в течение нескольких часов. Нагрузка на агрегате при этом сохранялась близкой к номинальной. Вибрация не вышла за пределы допустимых значений, ее интенсивность не превышала 4,5 мм/с.

При ревизии муфты между роторами высокого и среднего давления обнаружено, что из 12 болтов 10 разорваны полностью, некоторые из них вышли из отверстий и начали задевать за статорные детали. Стало ясно, что авария с тяжелейшими последствиями могла произойти в любую минуту.

Данный эпизод интересен прежде всего тем, что он наглядно иллюстрирует эффективность вибродиагностических методов.

Что касается правильных и своевременных действий эксплуатационного персонала при повышении вибрации в рассмотренном эпизоде, то, как показывает мой опыт, это, к сожалению, скорее исключение, чем правило. Я припоминаю два случая (турбины мощностью 250 и 800 МВт соответственно), когда агрегаты не остановили даже при увеличении вибрации до запредельных значений. В обоих случаях повышение вибрации

было связано с поломками лопаток. Если в одном из них агрегат в конце концов остановили, как выяснилось, непосредственно перед возникновением крупных повреждений, то во второй авария успела развиться и повреждения машины оказались чрезвычайными.

Эпизоды 25–27

Следующие эпизоды связаны с коленчатостью муфты между роторами турбины и генератора турбоагрегатов мощностью 800 МВт.

После ремонта турбины на подшипниках, соседних с муфтой, между роторами турбины и генератора появилась повышенная вибрация оборотной частоты преимущественно противофазная. Балансировка с использованием плоскости муфты для установки корректирующих масс позволила снизить вибрацию в вертикальном направлении до приемлемых значений, после чего осталась повышенная вибрация в поперечном направлении. Дальнейшая балансировка с использованием плоскостей коррекции на валопроводе турбины оказалась неэффективной: снижение вибрации на одном из подшипников приводило к адекватному увеличению вибрации на соседнем.

Эти обстоятельства позволили диагностировать наличие коленчатости на муфте. При всей очевидности диагноза окончательный вывод о наличии коленчатости могли дать непосредственные измерения.

Пикантность ситуации оказалась в том, что ремонтники знали о наличии коленчатости, из-за спешки не успели ее устранить в процессе ремонта и скрыли. По нашему настоянию на проверке коленчатости они показали данные ее измерений при ремонте: оставленная коленчатость составляла 0,1 мм. Устранение коленчатости избавило нас от описанных выше проблем с вибрацией.

В другом эпизоде в аналогичной ситуации, несмотря на диагноз о коленчатости муфты, валопровод агрегата успешно отбалансировали с установкой корректирующих масс, но уже с использованием дополнительных плоскостей на роторе генератора. При следующем ремонте на муфте обнаружили и устранили коленчатость 0,2 мм, которая и была причиной, компенсированной балансировкой. Грузы предшествующей балансировки убрать не догадались, поэтому после ремонта получили повышенную вибрацию, потребовавшую новой балансировки валопровода.

У читателя уже, по-видимому, возник вопрос: если коленчатость можно компенсировать балансировкой, то не может ли дисбаланс создать такую же вибрацию, как коленчатость? Да, может.

В следующем эпизоде при аналогичном характере вибрации на подшипниках, соседних с муфтой между роторами турбины и генератора, проверка коленчатости не выявила никаких отклонений от нормы.

Причина вибрации оказалась связанной с дисбалансом на роторе генератора. Устранить вибрацию удалось балансировкой валопровода.

Описанные эпизоды иллюстрируют, насколько ненадежны вибрационные признаки дефектов, вызывающих оборотную вибрацию: они могут быть связаны как с нарушениями геометрии оси валопровода (дефекты сопряжения муфт, прогиб роторов), так и с дисбалансами. Для уточнения диагноза в таких случаях, как правило, необходимы соответствующие непосредственные измерения на остановленном агрегате.

Эпизод 28

На турбине мощностью 60 МВт при пуске из очередного ремонта на подшипниках, соседних с пружинной муфтой, между роторами высокого и низкого давления обнаружена вибрация двойной оборотной частоты, которая нарастала при увеличении нагрузки и в одной из точек контроля достигала значений 7 мм/с (СКЗ виброскорости).

Читатель уже знает (гл. 3, п. 4.2), что такая вибрация связана с плохим состоянием поверхностей подвижных элементов и повышенным трением при взаимном перемещении полумуфт.

В рассматриваемом случае перед ремонтом вибрация с наблюдаемыми параметрами отсутствовала, а ремонт как будто бы не должен был ухудшить состояние поверхностей. При внимательном анализе работ, выполненных в процессе ремонта, выяснилось, что одна из пружин муфты оказалась сломанной и была заменена на новую. Именно это и послужило причиной вибрации. Отметим, что замена одной пружины недопустима и является грубым нарушением технологии ремонта.

Объяснение описанных вибрационных явлений состоит в следующем. Все старые пружины частично изношены, но их износ по физическим соображениям выравнивает нагрузки на все трущиеся поверхности. Новая пружина оказалась толще остальных примерно на величину износа, нагрузка на нее оказалась повышенной, вместе с нею проявились высокие силы трения, возбуждающие наблюдаемую повышенную вибрацию.

Старую пружину установили на свое место вместо новой, и описанные неприятности с вибрацией прекратились.

4. ТЕПЛОЙ ДИСБАЛАНС И ДРУГИЕ ДЕФЕКТЫ РОТОРОВ

Эпизоды 29–30

Достаточно редким, хотя и хорошо известным источником вибрации, является тепловой дисбаланс паротурбинных роторов, связанный с появлением масла во внутренней полости ротора. Техническая сторона вопро-

са описана в гл. 3. О таких случаях я знал от непосредственных участников виброизмерений, но сам наблюдал это явление лишь однажды на роторе турбопривода питательного насоса блока мощностью 300МВт.

Сразу после выхода на режим нагрузки начинался процесс роста вибрации. Вибрация оборотной частоты на подшипниках росла непрерывно, практически линейно от времени и минут через 15 достигала значений, превышающих 100 мкм (двойная амплитуда).

Наблюдение за турбиной производило сильное впечатление: по мере роста вибрации нарастал шум, а в конце процесса с машины на глазах начинала осыпаться теплоизоляция.

Оценивая этот случай ретроспективно, никак не могу понять, для чего нужно было доводить вибрацию до предельных значений, тем более что тенденция ее изменений не оставляла сомнений, что она безусловно достигнет опасного уровня. В эксперименте участвовали достаточно опытные люди, все делалось сознательно и с целью обязательно достичь установившейся вибрации. По известной мне информации именно так действовали и мои коллеги во всех аналогичных случаях.

Сказанное, как и целый ряд рассмотренных выше случаев, еще раз иллюстрирует, что наша работа протекает в атмосфере человеческих заблуждений, и очень часто над нами тяготеет некая догма, которая каким-то образом проникает в наше сознание и парализует способность принимать оптимальные решения.

Надо сказать, что правильный диагноз я поставил сразу же после одного нагружения агрегата. В центральном отверстии обнаружили много масла. К сожалению, более точно его количество я определить не могу: когда мы обнаружили это масло, то в атмосфере всеобщего ликования не спохватились, что это может представлять интерес, уверен, однако, что его было больше половины литра.

Для сопоставления приведу пример, о котором я знаю по сообщениям. Повышенная вибрация наблюдалась на переднем подшипнике турбины мощностью 35 МВт и была связана с тепловым прогибом вследствие наличия масла в центральном отверстии. Масса ротора этой турбины примерно в 10 раз больше, чем у рассмотренной выше (примерные значения масс соответственно 1,5 и 15 т). Наблюдаемые вибрационные явления примерно такие же, как вышеописанные.

Количество масла в центральном отверстии было измерено настолько точно, насколько это было возможно. Вы удивитесь, читатель, но масла в роторе оказалось всего 250 мл.

Из сопоставления этих двух случаев можно предположить такую закономерность: если в центральном отверстии турбинного ротора масла всего лишь достаточно для возникновения механизма неустойчивого теплового прогиба, то от его количества характер и интенсивность наблюдаемых вибрационных явлений уже мало зависит.

В гл. 3 рассматривается способ определения асимметрии охлаждения ротора генератора с форсированным охлаждением. Напомним, что для этой цели имитируют с помощью специальных устройств, включающих мощные вентиляторы, режим охлаждения ротора на балансировочном станке и с его помощью определяют возникающий при этом тепловой дисбаланс. Читателю будут интересны подробности появления этого неординарного технического решения.

После реконструкции ротора турбогенератора мощностью 100 МВт с его переводом на форсированное охлаждение при пуске был обнаружен большой тепловой дисбаланс, приводящий к изменению вибрации под нагрузкой на 100 мкм (наибольшее значение изменения вектора двойной амплитуды оборотной вибрации). Столь большой тепловой дисбаланс исключал возможность балансировки, и ротор отправили на доработку. Он подвергся всестороннему обследованию с продувкой вентиляционных каналов и частичной перемоткой. Эта достаточно дорогая и трудоемкая работа заметного улучшения не дала.

Именно в связи с вибрационными испытаниями на месте этого ротора мною была предложена успешно примененная методика исследования нестационарных тепловых процессов на роторе турбогенератора, подробно описанная в гл. 4, п. 8.1.2. Эти испытания выявили асимметрию охлаждения ротора. Впоследствии данная методика неоднократно использовалась и не раз позволяла отвергать ошибочный диагноз о наличии в роторе витковых замыканий.

Эпопея продолжалась около года, и уже стали всерьез поговаривать о списании ротора в металлолом.

Конечно же не вдруг, а в результате трудных размышлений о том, как найти выход, возникла идея применить описанную в гл. 4 технологию с использованием балансировочного станка. Около месяца ушло на сооружение установки (см. рис. 4.22).

Остановимся на некоторых подробностях самой работы.

В рассматриваемой установке использовался резонансный станок с упругой подвеской подшипников.

При первом цикле нагрева-охлаждения наибольшие амплитуды колебаний головок станка достигали 6 мм, что соответствовало дисбалансу, в десятки раз превышающему допуск на балансировку.

В процессе выравнивания охлаждения было заглушено около десятка охлаждающих каналов. Заглушенные каналы чередовались со свободными: по возможности между заглушенными каналами располагалось не менее двух свободных. Возможность оставить ротор в работе с заглушенными каналами была подтверждена тепловыми расчетами.

Конструкция заглушек была специально разработана с учетом их надежного крепления.

После выполнения этой работы в процессе нагружения генератора заметного теплового дисбаланса не было обнаружено, ротор был оставлен в эксплуатации без ограничений.

Эпизод 32

На подшипниках электродвигателя питательного насоса турбины мощностью 100 МВт обнаружена повышенная вибрация оборотной и двойной оборотной частот (50 и 100 Гц) преимущественно в вертикальном и осевом направлениях. Вибрацию оборотной частоты компенсировали балансировкой. Вибрация двойной оборотной частоты по уровню как-то непонятно менялась во времени от 3 до 6 мм/с. Она наблюдалась как при расцепленной муфте (без насоса), так и с насосом, в последнем случае достигала 9 мм/с.

Вначале было высказано предположение, что вибрация исходит от статора. Чтобы проверить эту версию, я воспользовался методикой, описанной в гл. 4 (рис. 4.25).

Оказалось, что виноват ротор. Одновременно выяснилось, почему вибрация во времени нестабильна: вибрация меняется с частотой скольжения, частота скольжения составляет доли герца, поэтому периодическое изменение вибрации не сразу было обнаружено, так как в процессе одного измерения она существенно измениться не успевала.

Таким образом была выяснена кинематика вибрации и локализация дефекта (на роторе), однако до выяснения причины путь оказался тернистым.

Ротор был заменен резервным. Однако и на нем были обнаружены те же явления.

Никто не хотел соглашаться, что роторы неисправны: маловероятно, что два ротора подряд имеют один и тот же весьма редкий, ранее не наблюдавшийся дефект. Но я знал, что все дело в роторах.

Анализируя историю этих роторов, я обнаружил, что оба ротора прошли небольшую реконструкцию балансировочных грузов по одной и той же технологии и высказал предположение, что в этом все дело.

Честно говоря, уверенности у меня не было, поскольку очень трудно было связать эту реконструкцию с характером наблюдаемой вибрации, однако, как показали последующие события, я оказался прав.

В конце концов (не сразу!) обнаружилось, что в процессе упомянутой реконструкции балансировочные грузы были установлены в осевые охлаждающие отверстия ротора в виде глухих пробок, тогда как при установке грузов полагалось по крайней мере половину сечений этих отверстий оставлять свободными. После устранения этого дефекта все описанные неприятности были преодолены.

Осталось объяснить, каким образом такой дефект мог спровоцировать вибрацию двойной оборотной частоты. Для этого необходимо обратить внимание на конструкцию ротора: железо ротора с натягом посажено на вал. Вследствие одностороннего нагрева в зоне заглушенного охлаждающего канала железо теряло натяг по одному диаметру, оставаясь плотно прижатым к валу в перпендикулярном направлении. В направлении ослабленного натяга жесткость ротора таким образом снижалась, это приводило к появлению двойной жесткости ротора и, как следствие, к вибрации с двойной оборотной частотой (см. гл. 3, п. 13).

Эпизод 33

На подшипниках мощного питательного насоса при пуске после замены ротора обнаружилась интенсивная вибрация с тройной оборотной частотой, СКЗ виброскорости этой вибрации достигало 10 мм/с.

Ротор вновь заменили, с новым ротором этой вибрации не наблюдалось. Причина этого обнаружилась при обследовании неблагополучного ротора.

В конструкции ротора насоса предусмотрены резиновые уплотнения в виде колец круглого сечения, которые укладываются в фаски рабочих колес и уплотняют зазоры между ними и валом.

В процессе разборки и дефектовки ротора обнаружилось, что в некоторых местах сечение резины уплотнительных колец по площади оказалась больше фасок. Под действием осевых усилий резина была выдавлена из фасок и неравномерно заполнила торцевые зазоры между колесами. Между торцами колес образовались неравномерные щели, которые работали аналогично схлопывающимся трещинам. Механизм возникновения гармоники третьей кратности для трещин известен: он изучен и в экспериментах, и на расчетных моделях [34].

Этот эпизод интересен тем, что рассмотренные вибрационные явления в практике встречаются весьма редко и вполне могут быть отнесены к экзотическим.

Эпизод 34

При пуске турбины мощностью 200 МВт из ремонта при нагружении внезапно выросла вибрация оборотной частоты на подшипниках ротора низкого давления (РНД), достигнув значений более 100 мкм (размах виброперемещений). Агрегат остановили и вскрыли цилиндр низкого давления для осмотра на отсутствие повреждений лопаток.

Все лопатки оказались невредимыми.

Выяснить причину удалось на основе анализа мероприятий, проведенных в ходе ремонта. Для расчета экономических показателей на трубопровод отсоса пара из уплотнений цилиндра высокого давления была ус-

тановлена расходомерная шайба, она повысила сопротивление трубопровода, что привело к изменению направлений потоков пара в уплотнениях и попаданию горячего пара на втулки уплотнений РНД. Легкие втулки быстро прогрелись, выбрали осевые зазоры и прогнули ротор.

После устранения упомянутой шайбы повышения вибрации не наблюдалось.

Понятно, что при описанном развитии событий вибрация не могла измениться скачком: тепловая природа вибрации предполагает, хотя и быстрое, но плавное изменение вибрации. Темп роста вибрации не мог быть определен существующими средствами контроля, когда между соседними точками на записывающем приборе интервал времени не менее 2 мин. Если бы средства контроля вибрации имели цикл опроса 2 – 5 с, что регламентировано современными требованиями для обнаружения скачка вибрации, можно было бы проследить плавное нарастание вибрации и сделать правильный вывод о его причинах без вскрытия цилиндра. Это иллюстрирует важность применения современных средств вибродиагностики.

Эпизод 35

При наладке головного образца газовой турбины ГТ-100 была обнаружена вибрация на подшипниках ротора компрессора, которая уже на холостом ходу начинала расти во времени, приближаясь к достаточно высоким значениям.

Ни у кого не было сомнений, что вибрация вызвана нарастающим тепловым дисбалансом. Разногласия возникли лишь по поводу причины этого дисбаланса. Рабочая версия, которую высказали специалисты завода, состояла в том, что тепловой дисбаланс вызван задеваниями вследствие недостаточных зазоров по лопаткам. Мне эта версия не понравилась: слишком плавно и с тенденцией к уменьшению темпа роста по экспоненте изменялась вибрация. Я предположил наличие масла внутри ротора, но масла в роторе не оказалось. Я настаивал, что задевания ни при чем, но меня не послушали и приступили к увеличению зазоров. Дважды вскрывали цилиндр компрессора для увеличения зазоров по лопаткам, в результате лопатки укоротили настолько, что газотурбинная установка не смогла взять расчетную нагрузку и потребовалась весьма дорогостоящая замена комплекта лопаток на компрессоре.

А причина, как выяснилось, состояла в том, что на роторе оказались незаглушенными два отверстия в разных сечениях вдоль оси. Горячий воздух из зоны с повышенным давлением перетекал через эти отверстия в зону низкого давления и нагревал ротор с одной стороны, что и приводило к тепловому дисбалансу.

Отверстия были выполнены в связи с оснащением ротора измерительными датчиками для испытаний головного образца установки, после окончания испытаний оснастку убрали, а отверстия заглушить забыли.

Этот пример показывает, что ошибочный диагноз приводит к дополнительным затратам, которые иногда оказываются весьма существенными. В связи с этим также становится ясной важность совершенствования методов и средств вибродиагностики.

Эпизод 36

На подшипниках газовой турбины мощностью 100 МВт возникла плавно меняющаяся вибрация оборотной частоты. Амплитуда вибрации периодически нарастала и уменьшалась, как это показано на рис. 8.10, б.

Текущее значение вибрации \bar{A}_1 определялось суммой некоторого исходного значения \bar{A}_0 , нарастающего во времени вращающегося вектора $\Delta \bar{A}_1$ (рис. 8.10, а).

Как нетрудно было определить, первоначальная вибрация была связана с исходным дисбалансом ротора турбины, а переменная – с вращающимся тепловым дисбалансом ротора. Наиболее трудно было определить причину такого дисбаланса. Дальнейшие испытания дополнить полученную картину вибрации уже не могли, нужна была догадка.

В обстановке долгого и, казалось, бесперспективного обсуждения в коллективе участников испытаний, среди которых был я, правильную версию высказал один молодой инженер (я тоже был тогда молодым инженером, но мне эту задачу решить не удалось). Я заметил, что коллек-

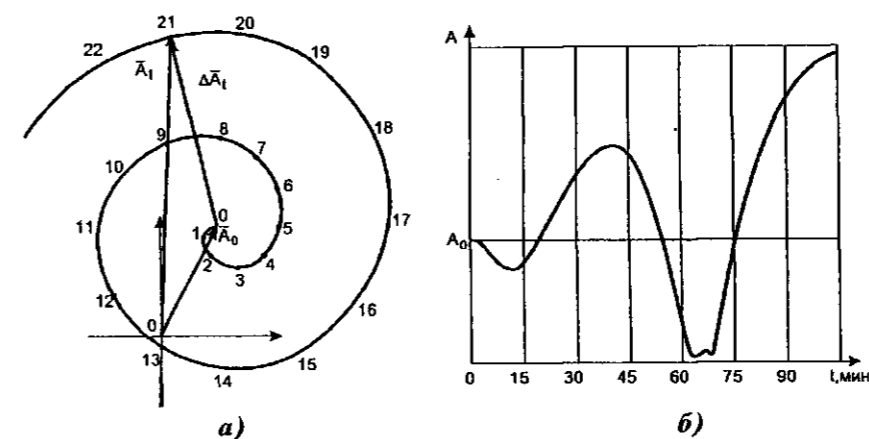
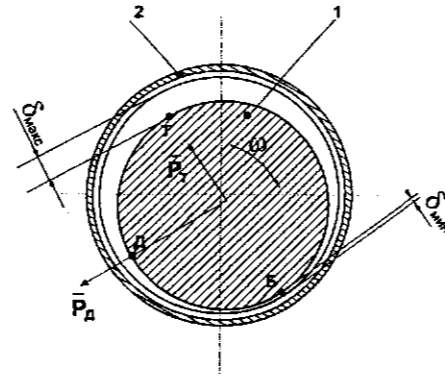


Рис. 8.10. Изменение вибрации при нарастающем вращающемся тепловом дисбалансе:

а – векторное представление; б – временной тренд

Рис. 8.11. Возможный механизм возникновения вращающегося теплового дисбаланса:

1 — вал; 2 — уплотнительное кольцо; остальные обозначения в тексте



тивный разум в подобных случаях бесплоден и имеет только тот смысл, что способен стимулировать эвристические возможности одного человека, который единолично находит ключевое соображение для правильного решения.

Механизм вращающегося теплового дисбаланса предположительно состоял в следующем. Некоторый исходный дисбаланс приводил к динамическому прогибу ротора, вследствие возникающего эксцентриситета ротора зазор по радиальному уплотнению δ относительно оси оказывался неравномерным (рис. 8.11).

Из-за этой неравномерности горячий газ, устремляющийся через зазор по валу, нагревал ротор неравномерно: повышение температуры вала происходило в направлении наибольших протечек горячего газа.

Рост теплового дисбаланса \bar{P}_T оказывался смещенным по углу относительно текущего суммарного дисбаланса \bar{P}_D в основном вследствие отставания "бьющей точки" ротора B от радиуса суммарного дисбаланса D . На рис. 8.11 представлен возможный механизм возникновения вращающегося теплового дисбаланса. Хотя описанный механизм представляется достаточно понятным, он, строго говоря, не единственно возможный, поскольку место асимметричного нагрева вала могло быть смещено относительно "бьющей точки" произвольно и располагаться на любом радиусе по следующим причинам: 1) неравномерные протечки газа происходят не только через уплотнения вала, но и через уплотнения лопаточного венца; 2) поток горячего газа закручен, и его струи перемещаются относительно ротора по окружности; 3) уплотняющий холодный воздух при недостаточном давлении мог конкурировать с горячим газом, прорываясь в определенных местах по валу и вызывая его местное охлаждение.

Это еще не все подробности. При нормальном течении горячего газа он не должен был перетекать по направлению к оси вала, поскольку его дальнейшему течению в концевое уплотнение должен был препятствовать уплотняющий, относительно холодный воздух, давление которого должно быть выше, чем давление газа. Как выяснилось, давление уплотняющего воздуха оказалось недостаточным. После повышения этого давления все наблюдаемые явления исчезли.

Асинхронный электродвигатель насосного агрегата мощностью около 200 кВт с частотой вращения 3000 об/мин имел повышенную вибрацию оборотной частоты, которая возникала только при соединении с насосом. Двойная амплитуда вибрации достигала 150 мкм. Повышенная вибрация наблюдалась на обоих подшипниках, в вертикальном направлении она была противофазной и сопровождалась большой осевой вибрацией корпуса. Подшипники электродвигателя встроены в корпус, железо ротора посажено на вал.

В процессе наладки поменяли муфту, перецентрировали агрегат, эти мероприятия эффекта не дали.

Отмечено, что вибрация исчезала практически мгновенно в момент отключения напряжения питания еще до того, как успевала заметно снизиться частота вращения.

Вибрация была компенсирована установкой существенных корректирующих масс кососимметрично в обеих штатных плоскостях коррекции, на электродвигателе без насоса вибрация при этом существенно выросла. После этого насос нормально эксплуатировался длительное время.

Причина вибрации так и осталась неясной. Этот эпизод иллюстрирует, что не всегда, даже устранив повышенную вибрацию, можно определить ее причину.

У меня, разумеется, есть своя версия по поводу причин рассматриваемой вибрации, но я в ней не уверен, поэтому описывать ее не буду, а предложу читателю самому придумать подходящее объяснение.

При балансировках роторов турбин Р-100 на заводском разгонно-балансировочном сооружении (РБС) на номинальной частоте вращения всегда наблюдался непрерывный рост оборотной вибрации, который препятствовал выполнению балансировки.

Это явление долгое время оставалось непонятным. Для его изучения было выполнено специальное исследование, в результате которого обнаружено явление неустойчивого теплового прогиба консольного участка ротора под действием некоторого начального дисбаланса. Результаты этих исследований были опубликованы в [18].

Вначале непосредственными измерениями было подтверждено явление прогиба. После достижения высокой вибрации на наиболее неблагоприятной частоте вращения (около 2500 об/мин) ротор быстро останавливали и измеряли бой консоли, при этом величина боя достигала 1 мм, через достаточное время этот бой исчезал.

Аналитические исследования выявили природу этого явления. Физический смысл неустойчивого теплового прогиба состоит в следую-

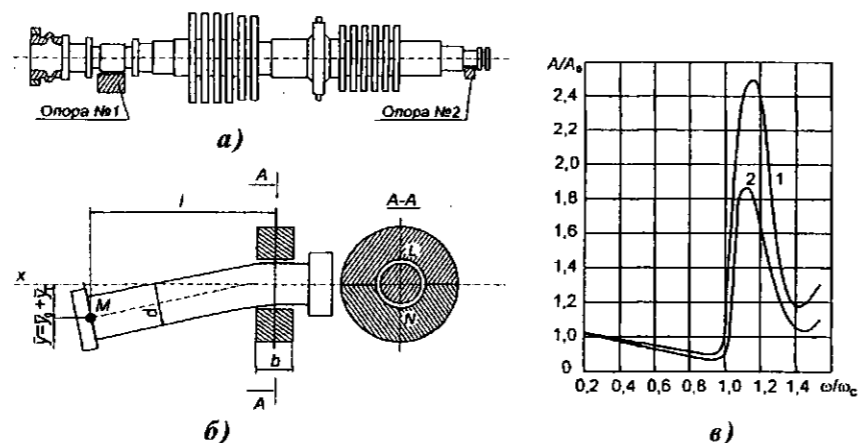


Рис. 8.12. К тепловому прогибу консольного участка ротора:
 а — схема ротора; б — схема консольного участка; в — относительные изменения вибрации конца консоли (1) и цапфы (2)

шем. Под действием начального дисбаланса консольного участка возникает эксцентриситет оси соседней цапфы (шейки). Непосредственно за резонансом направление эксцентриситета направлено противоположно направлению дисбаланса в соответствии с известными свойствами колебаний упругомассивной системы. "Бьющая точка" поверхности цапфы нагревается относительно больше остальной поверхности, что приводит к тепловому прогибу консоли и увеличению ее дисбаланса. Процесс развивается во времени, и вибрация достигает весьма высоких значений. Получено качественное совпадение аналитических исследований и эксперимента. При аналитическом рассмотрении в линейной постановке вибрация в неустойчивой области растет неограниченно, практически за счет нелинейности она стабилизируется при достаточно высоких значениях. На рис. 8.12 представлены схема ротора и экспериментальные данные измерений относительного изменения боя цапфы и конца консольного участка в зависимости от частоты вращения.

В эксперименте собственная частота колебаний консоли составила 36,7 Гц, максимальные значения теплового прогиба обнаружены примерно при 44 Гц, на номинальной частоте вращения 50 Гц прогиб консольного участка также увеличивался более чем в 1,5 раза.

Выяснено, что существует достаточно узкая область за резонансом, где наблюдается явление неустойчивого прогиба, во всех остальных случаях тепловой прогиб имеет устойчивый характер, а его величины чаще всего относительно малы.

Значение этого исследования выходит далеко за пределы рассматриваемого эпизода. Выяснено, что все роторы в подшипниках скольжения, имеющие дисбаланс, в дополнение к упругому прогибу всегда приобретают тепловой прогиб. Это впоследствии нашло непосредственное экспериментальное подтверждение: при быстром изменении дисбаланса в плоскости муфты посредством опорожнения балансирующих ампул (см. эпизод 21) вибрация вначале сразу меняется на определенную величину, а затем в течение 15–30 мин плавно по экспоненте приходит к новому значению.

Существенный тепловой прогиб ротора в сечениях цапф зависит от формы и состояния расточки вкладыша подшипника. Опыт показывает, что при существенных отклонениях формы расточки, в частности при малых зазорах, по этой причине может возникнуть повышенная вибрация. Такой случай приведен в гл. 3, п. 11.4.

Эпизод 39

Среди моих коллег распространены профессиональные разговоры на досуге, во время которых можно услышать много удивительного и нередко маловероятного. Мне никогда при этом не удавалось уличить кого-нибудь в злостном вранье, но часто оставалось впечатление, что услышанное сочинено на ходу для красного словца.

Я об этом сообщаю в связи с тем, что описываемый ниже эпизод очень смахивает на байку, придуманную автором, чтобы позабавить читателя. Но прошу мне верить: все — чистая правда.

При пуске из ремонта турбоагрегата мощностью 200 МВт после очередного ремонта на корпусе подшипников между турбиной и генератором была обнаружена повышенная вибрация. Это обстоятельство, вообще говоря, обычное, практически всегда благополучно исключаемое несложной балансировкой на месте. В рассматриваемом случае мы, как обычно, приступили к балансировке, корректирующую массу устанавливали на муфту.

После пробного пуска по расчету получалось, что вибрацию удастся вполне компенсировать, но пуск с расчетным грузом, увы, привел к повышению вибрации. Мы имели достаточный опыт балансировок этих машин, и нам сразу стало ясно, что отбалансировать данную машину не удастся. На всякий случай сделали еще один балансирующий пуск и убедились, что дальше балансировать бесполезно.

За отсутствием разумных предположений и предложений пришлось воспользоваться "неразумным": внутри муфты посторонний предмет, меняющий свое положение от пуска к пуску. В полости муфты между торцами роторов турбины и генератора действительно оказался кусок швеллера № 16 длиной около 300 мм. Самое удивительное, что размеры

швеллера как будто специально были выбраны, чтобы он создавал наибольший возможный дисбаланс. Как этот швеллер попал внутрь муфты, установить не удалось, однако злой умысел исключался.

Нет нужды говорить, что после устранения этого предмета из муфты наши неприятности прекратились.

Эпизод 40

Большое впечатление на меня произвела работа моего уважаемого коллеги, основное содержание которой составило предмет изобретения [72].

На крестовине и корпусе гидрогенератора с частотой вращения 120 об/мин при возбуждении ротора и под нагрузкой возникала интенсивная вибрация оборотной частоты. Большие работы по обследованию агрегата причин этой вибрации не прояснили. Были исключены подозрения на витковые замыкания. Ясно, пожалуй, стало лишь то, что вибрацию вызывает магнитная асимметрия ротора неизвестного происхождения. Из разнообразных предложений по устранению вибрации наиболее дешевое предполагало демонтаж ротора и его отправку на завод, а наиболее дорогое – реконструкцию бетонных гидросооружений. Оба варианта были связаны с колоссальными материальными затратами.

Автор изобретения предложил отбалансировать неуравновешенные электромагнитные силы путем искусственного введения витковых замыканий. Вначале было замкнуто некоторое достаточно произвольное количество витков на одном из полюсов и получено влияние этой процедуры на вибрацию. По данным этого эксперимента расчетом было определено количество и расположение замкнутых витков, при котором компенсируется действие неуравновешенных электромагнитных сил, создающих вибрацию. Расчет произведен по данным измерений амплитуд и фаз вибрации при разных состояниях ротора совершенно аналогично расчетам при балансировке ротора с установкой корректирующих масс.

После выполнения расчетного замыкания витков обмотки ротора вибрация была полностью компенсирована.

5. ЗАДЕВАНИЯ РОТОРА О СТАТОР

Эпизод 41

Задевания ротора о статор в роторных машинах в обычных условиях исключены либо настолько незначительны, что на вибрацию заметного влияния не оказывают. При появлении задеваний, влияющих на вибрацию, возникает опасность существенных повреждений, в связи с чем случаи повышения вибрации вследствие задеваний представляют особый интерес.

Для начала рассмотрим типичный случай остаточного прогиба ротора вследствие задеваний.

При пуске турбины мощностью 80 МВт на промежуточной частоте вращения 1000 об/мин наблюдался непрерывный рост вибрации. Хорошо прослушивались задевания в концевых и масляных уплотнениях. Всем было понятно, что происходит прогиб вала вследствие задеваний, однако пуск не был остановлен, как видно из-за ошибочного предположения, что на этой частоте ничего с ротором произойти не может и что по мере прогрева ротор выровняется. Когда в машине возник подозрительный скрежет, ротор остановили, включили валоповоротное устройство, на консольную часть вала со стороны переднего подшипника установили индикатор для измерения боя. Первоначальный бой вала после останова был около 1 мм, однако быстро стал убывать.

Пройдя через ноль, прогиб вновь стал расти и остановился на значении 0,5 мм.

На валу возник остаточный прогиб, который оказался следствием описанных событий. Турбина была остановлена в длительный и дорогой ремонт.

Данный случай является классическим примером прогиба вала при задеваниях: характерен тепловой прогиб, переходящий в остаточный, характерно изменение боя при остывании с переходом через ноль и сменой знака, характерно направление остаточного прогиба в сторону, противоположную месту задеваний.

Интересна была смена эмоций у заинтересованных лиц при контроле боя вала после останова: большой первоначальный бой их сильно огорчил, они очень радовались, когда бой упал до нуля, и очень огорчились, когда он вновь стал неумолимо расти.

Этот эпизод иллюстрирует недопустимость работы машины при задеваниях, вызывающих нарастание вибрации. В таких случаях ротор необходимо остановить, выдержать его достаточное время при медленном вращении валоповоротным устройством и лишь после этого повторить пуск. Повторная (иногда третья-четвертая) попытка пуска обычно оказывается удачной. Как показывает опыт, это связано не столько с выработкой уплотнений при задеваниях, сколько с уменьшением тепловых деформаций статора, приводящих к задеваниям. Бесполезно пытаться пустить машину, если вследствие ошибки при ремонте либо по другим причинам в ней имеются грубые и неустраняемые задевания по уплотнениям.

Эпизод 42

На роторе генератора мощностью 50 МВт была выполнена балансировка на месте, после чего генератор был собран. При пуске агрегата с собранным генератором на номинальной частоте вращения в процессе виброизмерений на фоне вполне удовлетворительной вибрации вдруг

внезапно возникала интенсивная и достаточно стабильная вибрация оборотной частоты с двойными амплитудами до 150 мкм. Эта вибрация исчезала при достаточном снижении частоты вращения, но вновь возникала через некоторое время после достижения номинальной частоты вращения.

Проверили версию о смещении бандажа вследствие поломки центрирующего кольца. Она не оправдалась: дефектов этого узла не было обнаружено.

На поверхности ротора в местах уплотнений были обнаружены глубокие следы задеваний, расположенные строго кососимметрично.

Возникло предположение о задеваниях как о причине вибрации.

Оно оправдалось: после приведения в норму зазоров по уплотнениям и формы уплотнительных сегментов вибрация больше не наблюдалась.

В этом эпизоде требуют комментария некоторые события.

Характер наблюдаемых явлений иллюстрирует ряд положений п. 16 гл. 3, где идет речь о задеваниях как о причине вибрации.

Быстрый рост вибрации связан, по-видимому, с относительно высокими скоростями вращения и большой мощностью трения в местах задеваний. Установившийся уровень вибрации соответствовал тепловому равновесию, при котором тепловыделение в точках задеваний оказывалось равным теплоотводу внутрь ротора; на наше счастье это равновесие наступало раньше, чем возникали пластические деформации в роторе, способные привести к остаточному прогибу. Соответствует теоретическим предпосылкам также кососимметричное расположение натиров от задеваний.

Обращает на себя внимание и тот факт, что несмотря на интенсивные задевания, сопровождающий их износ не привел к достаточному увеличению зазоров, при которых задевания уже не возникают. Это я отмечал неоднократно и в других случаях, поэтому хочу предупредить читателя, что целенаправленно разбить уплотнения с целью устранения задеваний чаще всего не удается.

Эпизод 43

При нагружении в процессе послеремонтного опробования турбины мощностью 250 МВт на подшипнике 4 при определенном режиме начала плавно расти оборотная вибрация. В течение примерно 15 мин двойная амплитуда вибрации достигала 60 мкм, после чего снижали нагрузку и вибрация возвращалась к нормальным значениям (около 20 мкм). Повышенная вибрация локализовалась на одном подшипнике, что позволяло достаточно достоверно говорить о появлении теплового прогиба ротора вблизи этого подшипника.

Первоначальная версия состояла в том, что при определенной нагрузке тепловая расцентровка приводит к перегрузке подшипника, при кото-

рой возникает механизм прогиба вала по шейке. Косвенно это как бы подтверждалось ростом температуры баббита на вкладыше: в процессе роста вибрации она вырастала на 2 °С. Эту версию предложил я и ... ошибся.

Более внимательное изучение всех обстоятельств позволило обнаружить следующее:

– повышение вибрации начинается всегда при одном и том же ненормальном относительном расширении ротора, которое характеризует изменение осевых зазоров между ротором и статором;

– рост температуры баббита на вкладыше весьма незначителен и может быть вызван ростом вибрации, при расцентровках на этом подшипнике наблюдается гораздо более существенное повышение температуры: на 5–10 °С.

В связи с этим было решено, что причина повышения вибрации связана с аксиальными задеваниями в районе подшипника, эта версия подтвердилась.

При вскрытии корпуса подшипника был обнаружен сильный натир в верхней половине маслоуплотнения вблизи этого подшипника, который был следствием задеваний. Задевания возникли из-за недостаточного осевого зазора между ротором и маслоуплотнением и торцевого перекоса уплотнительного кольца.

После соответствующей механической обработки уплотнительного кольца маслоуплотнения с увеличением осевого зазора описанные вибрационные явления больше не наблюдались.

6. ДЕФЕКТЫ ОПОРНОЙ СИСТЕМЫ

Эпизод 44

Случаи повышения вибрации вследствие отрыва корпуса подшипника от плиты я наблюдал неоднократно. Я не сомневаюсь, что с этим неизбежно сталкивался всякий, имеющий некоторый опыт в наладке турбин. Однако эпизод, о котором пойдет речь, во многих отношениях поучителен.

На турбине мощностью 800 МВт на одном из подшипников, который располагался в корпусе одного из выхлопов цилиндра низкого давления (ЦНД), при нагружении сильно возросла вертикальная вибрация оборотной частоты: по размаху виброперемещения с 20 до 60 мкм.

Прежде всего была снята контурная характеристика по поперечному сечению турбины в районе подшипника, при этом был обнаружен явный отрыв цилиндра от фундаментной плиты: относительные колебания составляли примерно 60 мкм. Как выяснилось, это произошло вследствие потери продольной устойчивости нижней части конструкции цилиндра из-за чрезмерных осевых усилий трения, возникающих при тепловых расширениях.

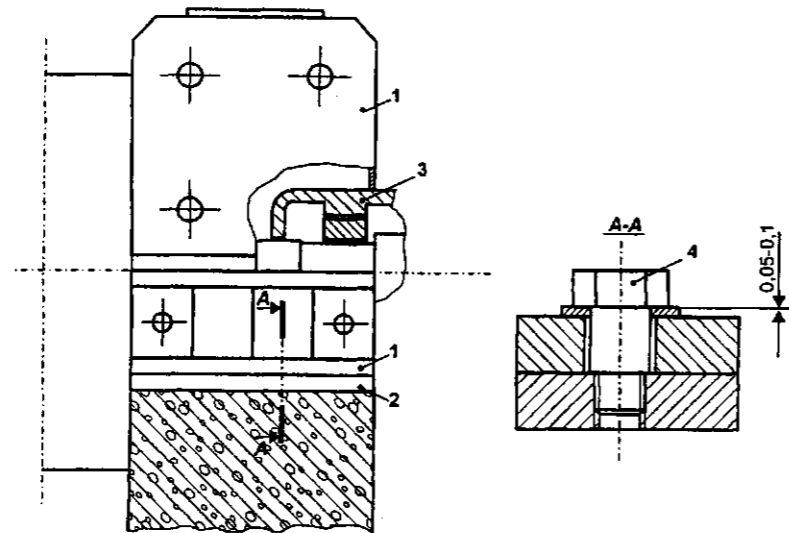


Рис. 8.13. Схема установки ЦНД:
1 – корпус цилиндра; 2 – фундаментная плита; 3 – корпус подшипника; 4 – дистанционный болт

Схема установки цилиндра и конструкция его крепления к плите показана на рис. 8.13.

Чтобы устранить этот отрыв и снизить вибрацию, были зажаты дистанционные болты, вибрация при этом снизилась до первоначальных значений. Но оставлять болты в зажатом состоянии недопустимо, поскольку соединение цилиндра с плитой должно быть подвижным для обеспечения тепловых перемещений. Вот тогда и была придумана конструкция, которая оказалась изобретением [73]. Эта конструкция представлена в гл. 6 (рис. 6.9). Впоследствии это изобретение использовалось неоднократно.

В этом эпизоде интересны описанные выше чрезмерный масштаб относительных вибраций цилиндра и плиты и способ устранения повышенной вибрации. Помимо этого, в процессе работ было обнаружено еще одно интересное и поучительное явление. Первоначально контурная характеристика снималась без измерения фазы, при этом амплитуды вибрации на цилиндре и плите в месте их сопряжения оказались одинаковыми: по 30 мкм. Казалось, что отрыва нет. Спасибо слесарю, который участвовал в измерениях, он так прокомментировал эти результаты: "Не знаю, что вы там намерили, а я сунул палец в это место, так мне там кожу кусает". Когда перемерили вибрации с фазами, то обнаружили, что фазы вибраций цилиндра и плиты отличаются на 180°, откуда стало ясно, что их относительная вибрация оказалась по амплитуде равной 60 мкм.

Этот эпизод таким образом иллюстрирует необходимость измерять фазы вибрации при снятии контурных характеристик.

На ряде турбин мощностью 300 МВт при умеренной оборотной вибрации на переднем подшипнике (в пределах 20–25 мкм) возникла высокочастотная (ВЧ) вибрация со сложным спектром во всем доступном для измерения диапазоне частот, включающем гармоники с частотами, кратными оборотной. ВЧ вибрация изменялась во времени: в основном росла, в некоторых случаях после роста наблюдался ее спад. Примерный вид временного тренда вибрации подшипника в поперечном направлении после ремонта представлен на рис. 8.14.

Наблюдения за состоянием вкладыша опорного подшипника выявили следующее. В процессе роста ВЧ вибрации постепенно деградировали опорные элементы подшипника: на опорных поверхностях вкладыша и корпуса возникал наклеп, оказывались разбитыми центровочные прокладки. Падение ВЧ вибрации возникало уже на последней стадии разрушения после появления существенного зазора по опорным поверхностям в результате этой деградации. Предельный вариант разрушения являл собой следующую, совершенно удивительную картину: тонкие центровочные прокладки разбиты в пыль, на опорных поверхностях эрозия глубиной до 1 мм, винты крепления колодок без следов резьбы с совершенно гладкой наружной поверхностью, на рабочей поверхности баббита множественные трещины...

У меня и моих коллег возникло предположение, что деградация подшипника происходит под действием возмущений с оборотной частотой. Высокая жесткость опоры маскирует чрезмерные динамические нагрузки, что объясняет относительно низкую вибрацию оборотной частоты. Сразу скажу, что наши предположения оказались правильными.

Стратегия устранения вибрации состояла в том, чтобы балансировочными методами убрать оборотную вибрацию. Практически к этой вибрации с балансировкой подобраться было невозможно: на роторе высокого давления турбины, которому принадлежал рассматриваемый подшипник, не было доступных плоскостей коррекции. По моему предложению конструкторы нашего ремонтного предприятия разработали специальное устройство, на котором была организована дополнительная плоскость коррекции (рис. 8.15.).

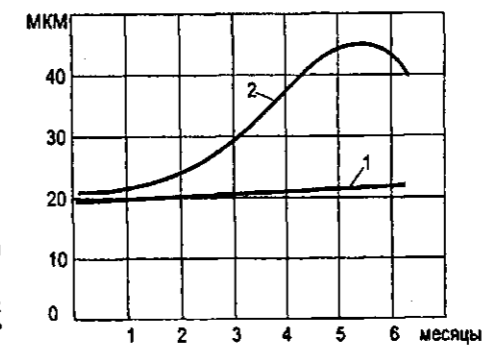


Рис. 8.14. Изменение вибрации подшипника во времени:
1 – оборотная вибрация; 2 – размах виброперемещения ("суммарная" вибрация)

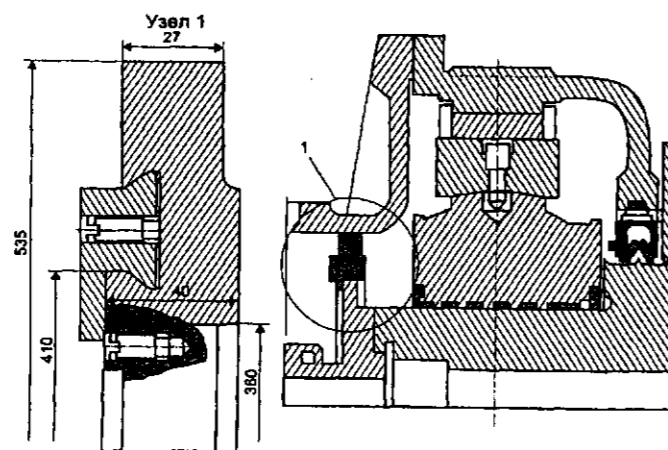


Рис. 8.15. Дополнительная плоскость коррекции на переднем конце ротора высокого давления внутри корпуса подшипника

Путем установки достаточно массивных (порядка 2 кг) грузов оборотную вибрацию на подшипнике удалось снизить до минимума. После снижения двойной амплитуды виброперемещения с оборотной частотой до 5–10 мкм описанные выше явления, сопровождающиеся ростом ВЧ вибрации, прекратились.

Этот эпизод был в свое время описан в [17].

Эпизод 46

Как известно читателю из гл. 1 (п. 7) причиной повышенной вибрации являются не только возмущающие силы, но и чрезмерная податливость опорной системы. Резонанс опорной системы является наиболее неблагоприятным его состоянием. В большой мере состояние опорной системы определяется динамическими характеристиками элементов фундамента.

Рассмотрим в связи со сказанным случай из практики.

На корпусе подшипников газотурбинного агрегата мощностью 35 МВт, который располагается между турбиной и генератором, наблюдались повышенные вибрации в вертикальном и осевом направлениях, в большой мере это было связано с резонансом системы на номинальной частоте вращения.

Форма колебаний фундамента в сечении колонн под неблагоприятным корпусом представлена в гл. 6 на рис. 6.12.

Характерные противофазные колебания колонн я отмечал неоднократно например, на фундаменте паротурбинного агрегата мощностью 300 МВт, где также наблюдались резонансные явления.

В рассматриваемом выше случае для повышения жесткости фундаментного узла была выполнена связь из железобетона между колоннами, как показано на рис. 6.12, з. Это позволило повысить собственную частоту колебаний опорного узла примерно на 2 Гц, однако этого оказалось достаточно, чтобы вывести систему из резонанса и снизить вибрацию до приемлемых значений.

Как выяснилось, установленная связь была предусмотрена проектом фундамента. По технологическим причинам она не могла быть установлена сразу, поскольку между колоннами в процессе монтажа заводился воздухопровод. Когда смонтировали воздухопровод, установить эту связь ... забыли. Машина благополучно проработала в таком состоянии более 20 лет до того эпизода, о котором здесь идет речь. Неприятности с вибрацией возникли в конце концов, по-видимому, в связи с тем, что несколько увеличился дисбаланс роторов, который не удалось оперативно компенсировать балансировкой.

7. НИЗКОЧАСТОТНАЯ ВИБРАЦИЯ

Эпизод 47

На переднем подшипнике турбины мощностью 25 МВт была обнаружена вибрация по частоте близкая к 25 Гц с размахом до 30 мкм. Уровень вибрации менялся достаточно регулярно с циклом 8–10 мин от близких к нулю значений до максимума. Все эксперименты, связанные с типовыми исследованиями низкочастотной вибрации, были выполнены: изменение паровой нагрузки, температуры масла, открытия клапанов на упомянутую вибрацию влияния не оказывали.

Нужно было придумать причину, которая на вибрацию влияла бы именно так, как это описано выше, иначе любые дальнейшие эксперименты были бессмысленны.

Что-либо подобное из своей практики, из литературы либо из рассказов опытных коллег я вспомнить не мог. Состояние безысходности и напряжение сознания были осязаемыми, в голове крутились самые замысловатые гипотезы. Правильное решение возникло внезапно: рядом с турбиной должны работать два механизма с асинхронными двигателями одного типа и синхронной частотой вращения 25 Гц. Я даже не знал в ту минуту, есть ли такие механизмы, но понял, что должны быть.

Оказалось, что это два циркуляционных насоса, расположенных у основания фундамента агрегата. Достаточно было остановить один из них, как описанные явления прекратились.

Читатель уже догадался, что вибрация от механизмов передавалась через фундамент на подшипник. Вследствие того, что двигатели не синхронизированы, при практически равном скольжении их роторы медленно изменяют взаимное угловое положение, при этом в одном из положе-

ний их воздействия на турбину складываются, а при взаимном развороте на 180° – вычитаются. Полный цикл взаимного разворота на 360° примерно соответствует циклу изменения вибрации – 8 – 10 мин.

Позже я встречался с такими явлениями неоднократно, меня потом даже удивил тот факт, что я впервые столкнулся с этим, уже будучи достаточно опытным специалистом. Какие-то конкретные отличия в каждом случае, разумеется, были.

Например, на турбине 135 МВт низкочастотная вибрация с частотой около 17 Гц наблюдалась сразу на нескольких подшипниках, в точке с наибольшими амплитудами она изменялась от 15 до 25 мкм и наводилась тремя параллельно работающими механизмами. При поочередном их отключении выяснилось, что вибрация исчезла при отключении одного из них. Именно этот механизм имел наибольшую вибрацию; после его балансировки низкочастотная вибрация на турбине уже не наблюдалась.

Эпизоды 48–49

Наиболее распространена низкочастотная вибрация с половинной оборотной частотой, ниже речь идет о турбоагрегатах с номинальной частотой вращения 50 Гц, и частота этой вибрации составляет 25 Гц. Чаще всего она связана с нарушениями формы расточки вкладышей подшипников скольжения. Подробно об этом читатель уже знает из гл. 3 (п. 12) и гл. 6 (п. 2.3).

Среди многих случаев два заслуживают нашего внимания.

На переднем подшипнике турбины мощностью 300 МВт при первом же нагружении после монтажа обнаружилась интенсивная низкочастотная вибрация с частотой 25 Гц. Было очень трудно предположить, что за короткое время пусконаладочных работ расточка подшипника могла заметно деградировать. Расточка была проверена, при этом оказалось, что в нижней половине вкладыша износ с соответствующим нарушением формы расточки составил 0,1 мм. Такой износ обычно появляется в течение многих лет эксплуатации. Быстрому износу способствовала недостаточно чистая поверхность шейки, грязное масло, а также длительная работа на валоповоротном устройстве (ВПУ) в процессе наладки после монтажа. После восстановления расточки НЧВ не наблюдалась.

Коварство деградации вкладышей состоит в том, что она в большинстве случаев остается незамеченной: верхний зазор корректируют регулярно путем шабровки разъема, боковые зазоры при износе баббита остаются неизменными, а по внешнему виду вкладыша надежно оценить износ баббита практически невозможно.

На турбогенераторе мощностью 50 МВт при пуске после ремонта возникла вибрация с частотой 25 Гц. Необычной она была потому, что ни на этом, ни на однотипных машинах до этого случая такую вибрацию участ-

ники рассматриваемых событий не наблюдали. Вибрация была связана с износом нижних половин вкладышей ротора генератора. Как выяснилось, форма расточки вкладышей не контролировалась по крайней мере 10 лет. Несколько аналогичных случаев, которые нами отмечены в одной энергосистеме в течение одного года потребовали внести в технологию ремонтов жесткое требование: контролировать расточки вкладышей при всех средних и капитальных ремонтах турбин.

Эпизоды 50–53

Низкочастотная вибрация (НЧВ) турбоагрегатов редко наблюдается на подшипниках генераторов, чаще она локализуется на подшипниках турбин. Это может озадачить специалистов по вибрационной наладке и воспрепятствовать успешному устранению низкочастотной вибрации на подшипниках генераторов, хотя причина вибрации во всех случаях оказывалась достаточно банальной: несовершенство либо деградация расточки вкладышей подшипников. Частота вибрации в этих случаях обычно ниже половины оборотной и равна (близка) первой критической частоте ротора генератора. Рассмотрим некоторые эпизоды, связанные с НЧВ на подшипниках генераторов.

На подшипниках турбогенератора 800 МВт при одном из пусков возникла интенсивная НЧВ с частотой около 14 Гц, что соответствовало первой критической частоте ротора. При повышении температуры масла на входе в подшипники с 40 до 50°C вибрация исчезла. Для устранения вибрации по моему предложению и по согласованию с заводом боковые зазоры во вкладышах подшипников генератора увеличены в 1,5 раза, что позволило избавиться от этой НЧВ. После этого случая на других однотипных генераторах аналогичным образом была изменена расточка вкладышей.

Долго не могли справиться с НЧВ также с частотой вблизи первой критической на роторе генератора мощностью 300 МВт. В этой работе я непосредственно не участвовал, но по телефону посоветовал проточить вкладыши подшипников по баббиту и при этом по возможности увеличить эллипсность расточки. Вибрация таким образом была благополучно устранена.

Весьма интенсивная НЧВ с размахом около 150 мкм внезапно возникла на турбогенераторе мощностью 250 МВт. Осмотр всех узлов при открытых торцевых щитах генератора не обнаружил никаких дефектов. Причиной оказалась деградация формы расточки вкладышей, которая накапливалась в течение лет и достигла, наконец, состояния, при котором и возникла вибрация. Кроме восстановления формы расточки при ремонте была изменена ее форма: вместо круглой выполнена эллипсная. В дальнейшем эта вибрация не наблюдалась.

Эти примеры достаточно свежие: относятся к последнему десятилетию. В связи с ними я вспомнил случай примерно тридцатилетней давности. Я выполнял рутинную работу по балансировке ротора генератора на одной из уральских электростанций, когда ко мне обратились с просьбой измерить вибрацию на соседней машине, которая, как выразились хозяева, "гарахтит". На подшипниках генератора оказалась НЧВ с частотой примерно 17 Гц. Убедившись, что эта вибрация не может быть наведенной от вспомогательных механизмов (см. выше), я попросил повысить температуру масла после маслоохладителя. При увеличении температуры масла с 40 до 45°C вибрация исчезла. Поскольку температура 45°C находилась в допустимых пределах, агрегат был оставлен в нормальной эксплуатации и благополучно проработал до ремонта.

Вряд ли этот случай был бы достоин упоминания в этой книге, если бы, во-первых, он не относился к тому периоду, когда с НЧВ встречались относительно редко и, во-вторых, не иллюстрировал, что не следует заниматься трудоемкими работами, если вибрацию можно устранить небольшими изменениями режима. В этом случае был еще один момент, не связанный с техникой: персонал станции был весьма впечатлен тем, как просто я сумел устранить эту вибрацию и выражал свое восхищение в таких выражениях, что я постесняюсь их здесь привести. Сегодня мне стыдно даже признаться в том, что когда-то такая реакция персонала могла меня порадовать.

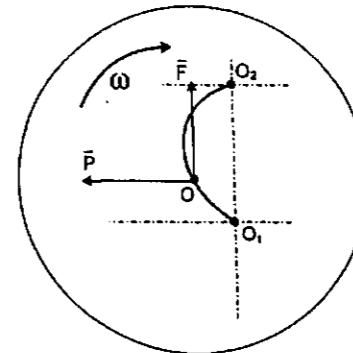
Эпизод 54

Хорошо известно, что расцентровка непосредственно влияет на устойчивость роторов на масляном слое и может спровоцировать НЧВ. Все специалисты знают, что НЧВ возбуждается на подшипнике, который нагружен вследствие расцентровки, а именно смещен вниз по отношению к соседнему. Менее известно, что НЧВ может спровоцировать и поперечная расцентровка.

На турбине мощностью 6 МВт после ремонта, выполненного с многочисленными нарушениями технологии, наблюдался целый букет дефектов, каждый из которых вызывал недопустимую вибрацию. Я занимался виброналадкой этого агрегата и могу утверждать, что более подходящего объекта для обучения специалистов методам вибродиагностики и виброналадки я в своей жизни не встречал. На агрегате были и чрезмерный излом оси, и коленчатость, и дисбаланс, и, наконец, расцентровка.

Когда мы разделились с дефектами сопряжения и дисбалансом, появилась интенсивная вибрация с частотой 25 Гц (частота вращения 50 Гц) преимущественно на подшипниках генератора. Одновременно на одном из этих подшипников в осевом направлении возникала весьма редкая вибрация с частотой 75 Гц, которая по амплитуде была соизмерима с НЧВ.

Рис. 8.16. Направление перемещения \bar{P} и дестабилизирующей силы \bar{F} , возникающих при горизонтальной расцентровке



При проверке центровки по муфтам обнаружилась существенная расцентровка роторов турбины и генератора в горизонтальном направлении: смещение осей составляло 0,25 мм. Ротор генератора, на котором возбуждалась НЧВ, был смещен относительно направления вращения так, как это показано на рис. 8.16. Дополнительное

горизонтальное перемещение \bar{P} , связанное с расцентровкой, как бы помогает ротору взбираться вверх по кривой подвижного равновесия O_1O_2 , смещая его к центру расточки O_2 в неустойчивую зону, что сопровождается возникновением разгружающей силы \bar{F} (см. гл. 3, п. 2).

Корректировка центровки избавила нас и от низкочастотной вибрации, что стало последним штрихом в этой сложной работе по виброналадке машины.

Возвращаясь к вибрации с частотой 75 Гц в осевом направлении, отметим, что эта частота является трехкратной по отношению к частоте НЧВ. Поскольку она самостоятельно не возникала и только сопровождала НЧВ, я сделал вывод, что эта вибрация представляет кратную гармонику, которая возникла вследствие нелинейности системы. Дополнительным обстоятельством скорее всего являлся резонанс опоры на этой частоте. Каких-либо исследований по определению собственных частот и резонансных характеристик этой опоры в осевом направлении выполнено не было, я тем не менее не сомневаюсь, что резонанс на частоте 75 Гц был необходимым условием возникновения такой вибрации.

Эпизоды 55-56

Все вышесказанное может создать у читателя ошибочное мнение, что НЧВ с половинной частотой вызывается неустойчивостью на масляном клине и что при хорошей расточке и правильной центровке она возникнуть не может.

Не говоря уже о возбуждении вибрации силами парового потока в турбинах (см. гл. 3, п. 12), при которых частота НЧВ нередко равна половинной, вибрация с половинной оборотной частотой возбуждается и на электрических машинах вне связи с состоянием расточки подшипников и расцентровкой.

Рассматриваемый случай произошел на питательном электронасосе (ПЭН) энергоблока мощностью 200 МВт.

После очередной балансировки ротора электродвигателя на месте обратная вибрация была снижена путем установки кососимметричных грузов со 100 до 20 мкм (средние значения максимальных двойных амплитуд на двух подшипниках). После этой балансировки на подшипниках насоса возникла интенсивная НЧВ с половинной оборотной частотой (около 25 Гц). Это обстоятельство привело к ограничению мощности энергоблока, поскольку резервный ПЭН обеспечивал лишь половину нагрузки.

К тому моменту, как я приступил к наладке этого насоса, обстановка вокруг него успела достаточно накалиться. Все с верой и надеждой взглянули на меня, и я начал работать.

С НЧВ на электродвигателях этого типа к тому времени мы сталкивались неоднократно, устранять ее удавалось всегда достаточно понятными способами: на некоторых помогало увеличение боковых зазоров в подшипниках по баббиту, на других приходилось дополнительно опускать ротор вниз в расточке статора, чтобы повисить вертикальную нагрузку за счет магнитного тяжения. В связи с этим первоначально я был настроен оптимистично. Однако все апробированные мероприятия были выполнены, но результата не дали.

Возникло состояние, которое можно обозначить так: "Пока не знаю, как быть". Надо было думать, искать выход. Я по опыту знал, что решение найдется, но все же очень позавидовал тем, кто до меня имел возможность сказать: "Не знаем, что делать, пусть разбираются высокие специалисты".

Дальше последовали нелегкие размышления с бессонной ночью, в результате которых все прояснилось. Ход рассуждений непосредственно перед тем, как я все понял, привожу.

Вибрация возникла после балансировки, следовательно, в этой балансировке надо искать причину. К НЧВ имеет отношение механизм субгармонических колебаний, субгармоники возбуждаются вибрацией оборотной частоты, в том числе и дисбалансом, здесь и надо искать связь с балансировкой. Но парадокс в том, что при балансировке снижены возмущающие силы оборотной частоты как будто бы и возможность субгармонических вибраций должна быть уменьшена.

А вот и решение! Обратная вибрация состоит из синфазной и противофазной, и если противофазная вибрация не имеет отношения к субгармоническим колебаниям, то синфазная ее непосредственно возбуждает. При балансировке была устранена противофазная вибрация, которая маскировала синфазную, после балансировки осталась синфазная вибрация, и возник механизм субгармонических колебаний.

Это было правильное решение. Последовала балансировка симметричными грузами для устранения синфазной вибрации, после чего НЧВ исчезла. Эта балансировка, технологически ничем не примечательная,

уникальна по своим целям: она выполнялась для устранения НЧВ при вполне удовлетворительном уровне вибрации оборотной частоты.

В связи с этим эпизодом вспоминается еще один, о котором мне известно от моего коллеги. Он связан с возникновением интенсивной вибрации тройной оборотной частоты при действии относительно небольшого дисбаланса. На подшипниках электропривода вентилятора наблюдалась вибрация тройной оборотной частоты с двойной амплитудой до 140 мкм, при этом двойная амплитуда вибрации оборотной частоты составляла около 20 мкм. Предварительное мнение состояло в том, что балансировка бесполезна, и ее предприняли на всякий случай. Однако в процессе балансировки вместе с оборотной вибрацией прекратилась и высокочастотная.

Последний эпизод не относится к теме НЧВ, но также связан с особыми вибрационными явлениями при повышенной нелинейности опор.

Эпизод 57

На подшипниках электропривода крупного сетевого насоса наблюдалась повышенная НЧВ двух частот: половины оборотной и одной трети оборотной. Вибрация оборотной частоты была в норме. Балансировка ротора электродвигателя на станке эффекта не дала. Ясно было, что НЧВ вызвана большой нелинейностью опорной системы, которая вызвана какими-то неочевидными и не обнаруженными ее дефектами. По моей рекомендации была вырублена и вновь перезалита фундаментная плита под электродвигателем. После этого НЧВ не наблюдалась.

Этот эпизод иллюстрирует, что субгармонические вибрации, хотя и возбуждаются дисбалансом, однако в качестве основной причины имеют дефекты опорной системы, которые определяют ее повышенную нелинейность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абалков Б. В., Банник В. П., Резников Б. И. Монтаж паровых турбин и вспомогательного оборудования М.: Энергия, 1966.
2. Абшидзе А. И. Фундаменты машин тепловых электростанций. М.: Энергия, 1975.
3. Авруцкий Г. Д. Повышение надежности работы жесткой муфты РВД-РСД турбины К-300-240 ХТГЗ за счет увеличения коэффициентов трения торцевых поверхностей роторов. "Электрические станции". 1991. № 10.
4. Альтшулер Л. Э., Кашеев В. В. Результаты испытаний балансировочных станков эксплуатационного типа. // Энергомашиностроение. 1971. № 2.
5. Балакшин О. Б., Кухаренко Б. Г. Модальная вибродиагностика систем. Проблемы машиностроения и надежности машин. № 5. 1996.
6. Балицкий Ф. Я., Иванова М. А., Соколова А. Г., Хомяков Е. И. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов. М.: Наука, 1984.
7. Бауман Н. Я., Яковлев М. И., Сверчков И. Н. Технология производства паровых и газовых турбин. М.: Машиностроение, 1973.
8. Биргер И. А. Техническая диагностика. М. Машиностроение. 1978.
9. Брановский М. А. и др. Исследование и устранение вибрации турбоагрегатов. М.: Энергия, 1969.
10. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. М. Машиностроение. 1981.
11. Вибрации механизмов с зубчатыми передачами: Сб. статей. М.: Наука, 1978.
12. Вибрация энергетических машин: Справочное пособие. Л.: Машиностроение. 1974.
13. Вибрация паровых турбоагрегатов. Сборник статей // Под редакцией Б. Т. Рунова М.: Энергоиздат, 1981.
14. Владиславлев А. А. Вибрация гидроэлектрических турбоагрегатов энергетических турбин. Л.: ЦКТИ, 1976.
15. Генкин М. Д., Соколова А. Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. М. Машиностроение, 1987.
16. Гольдин А. С. Балансировка многоопорных валопроводов в условиях электростанций. // Теория и практика уравнивания машин и приборов. М.: Машиностроение. 1970.
17. Гольдин А. С., Задирако Ю. И. Применение дополнительной балансировочной плоскости на роторе высокого давления турбин К-300-240 ХТГЗ для устранения повышенной вибрации. // Энергетик. 1975. № 7.
18. Гольдин А. С., Львов М. И., Урьев А. В. Тепловые деформации гибких роторов в подшипниках скольжения // Энергомашиностроение. 1983. № 5.
19. Гольдин А. С. Оперативное использование ЦВМ при уравнивании турбоагрегатов. // Электрические станции. 1972. № 9.
20. Гольдин А. С. Устранение вибраций турбоагрегатов на электростанциях. М.: Энергия. 1980.
21. Ден-Гартог Д. П. Механические колебания. М.: Физматгиз, 1960.
22. Дон Э. А., Осоловский В. П. Расцентровка подшипников турбоагрегатов. // М.: Энергоатомиздат, 1994.
23. Дон Э. А., Солонец Б. П. Расцентровка и вибрация валов мощных турбоагрегатов // Теплоэнергетика. 1973. № 5.
24. Жуков Н. И., Кравец А. И., Микунис С. И., Шубин В. П. Опыт ремонта и вибродиагностики питательных турбонасосов в системе Мосэнерго. // Энергетик. 1985. № 7.
25. Зусман Г. В., Петрович В. И. Аппаратура для вибродиагностики энергетического оборудования. "Вибрационная техника", М., 1991.
26. Зусман Г. В. Стационарная аппаратура "Каскад" для контроля и анализа вибрации энергетического оборудования. Материалы 14 Российской научно-технической конференции "Не разрушающий контроль и диагностика", М.: 1996.
27. Инструкция по нанесению пасты ОСМ-Ф на торцы полумуфт РВД-РСД турбины К-300-240 ХТГЗ. РТМ ВТИ 43.008-91. М.: ВТИ, 1991.
28. Инструкция по динамической балансировке роторов на станке маятникового типа. М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1975.
29. Исакович М. М. и др. Устранение вибрации электрических машин. М.: Энергия, 1967.
30. Исследование и устранение вибрации турбоагрегатов. М.: Энергия, 1972.
31. Кальменс В. Я. Обеспечение вибронадежности роторных машин. Санкт-Петербург, 1992.
32. Карасев В. А., Ройтман А. Б. Доводка эксплуатируемых машин. Вибродиагностические методы. М.: Машиностроение, 1986.
33. Ковалев И. А., Олишнев В. И., Ногин В. И. Разработка автоматической системы вибрационной диагностики, опыт внедрения и эксплуатации. (Сб. АООТ "НПО ЦКТИ" - научно-техническая база энергомашиностроения. Том 2). С.-Пет., 1997.
34. Костюк А. Г., Петрунин С. В. Влияние поперечной трещины на вибрацию двухопорного ротора. Труды МЭИ. Вып. 663, 1993.
35. Кулаичев А. П. Анализ сигналов в технических приложениях. Мир ПК. № 2, 1994.
36. Курин С. Я. Повышение эффективности монтажа паровых и газовых турбин. М., Энергия, 1967.
37. Лисицын И. С. Уравнивание роторов тубогенераторов. // Вестник электропромышленности. 1962. № 11.
38. Методические указания по балансировке многоопорных валопроводов турбоагрегатов на электростанциях. МУ 34-70-162-87. М., 1988.
39. Методические указания по динамической балансировке роторов на станке маятникового типа. М.: Машиностроение, 1975.
40. Методические указания по нормализации тепловых расширений паровых турбин. РД 34.30.506-90. М., 1991.
41. Методические указания по контролю вибрации центробежных питательных насосов РД 34.41.301-89.
42. Микунис С. И. Опыт вибродиагностики турбопитательных насосов энергоблоков 250 и 300 МВт. // Энергетик. 1984. № 6.
43. Микунис С. И., Кравец А. И. Частотный спектр крупных теплофикационных турбин как средство технической диагностики. // Энергетик. 1987. № 10.
44. Миренбург Л. А. Ремонт роторов турбинных генераторов в стационарных условиях. М. - Л.: Госэнергоиздат, 1959.
45. Молочек Е. А. Ремонт паровых турбин. М.: Энергия, 1968.
46. Не разрушающий контроль и диагностика: Справочник. // Под ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 1995.
47. Осадки фундаментов сооружений и деформации строительных конструкций электростанций. Информ. сообщение № Э-28/67. М.: БТИ ОРГРЭС.
48. Основы балансировочной техники. Т. 1 и 2. М.: Машиностроение, 1975.
49. Пинегин С. В., Фролов К. В. Вибрация и шум подшипников качения. // Машиноведение. 1966. № 2.
50. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. Изд. 15. М.: Энергия, 1996.

51. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и ударов. // Под ред. В. В. Клюева. Т. 1 и 2. М.: Машиностроение, 1978.
52. Рагульские К. М. и др. Вибрация подшипников. Вильнюс: Минтис, 1974.
53. Рагульские К. М. и др. Вибрации роторных систем. МОКСЛАС. Вильнюс, 1976.
54. Рагульские К. М., Юркаускас А. Ю. Вибрация подшипников. Л.: Машиностроение, 1985.
55. Рекомендации по устранению низкочастотной вибрации роторов энергетических турбин. Л.: ЦКТИ, 1976.
56. Руководящие указания по балансировке роторов турбоагрегатов в собственных подшипниках. М.: Энергия, 1967.
57. Б. Т. Рунов. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов. М.: Энергоиздат, 1982.
58. Рунов Б. Т. Уравновешивание турбоагрегатов на электростанциях. М. - Л.: Госэнергоиздат, 1963.
59. Северов Н. Н. Ремонт роторов паровых турбин. М. - Л.: Госэнергоиздат, 1959.
60. Способ многоплоскостного уравновешивания валопроводов турбоагрегатов. Информ. сообщение № Т-16/70. М.: СЦНТИ ЭнергоНОТ, 1970.
61. Теория и конструкция балансировочных машин. М.: Машгиз, 1963.
62. Техническая диагностика паротурбинных установок: Труды ЦКТИ. С.-Петербург, 1992.
63. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М.: Наука, 1967.
64. Урьев Е. В. и др. Балансировка роторов турбоагрегатов на разгонно-балансировочных стендах. // Энергомашиностроение. 1967. № 4.
65. Урьев Е. В. Основы надежности и технической диагностики турбомашин. Екатеринбург: УГТУ, 1996.
66. Урьев Е. В., Мурманский Б. Е., Бродов Ю. М. Концепция системы вибрационной диагностики паровой турбины. // Теплоэнергетика. 1995. № 4.
67. Фесенко С. С. О динамических нагрузках в подшипнике с зазором от неуравновешенного ротора. // Вестник машиностроения. 1969. № 10.
68. Филиппов А. П. Колебания деформируемых систем. М.: Машиностроение, 1970.
69. Эксплуатационный циркуляр № Ц-01-84(э) и методические указания МУ 34-70-059-83. О контроле вибрационного состояния гидроагрегатов. М.: 1984.
70. А.с. № 565211 (СССР). Многоочечный гидростатический уровень / Дон Э. А., Левин А. Я. - Оpubл. в бюл. Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки. 1977. № 26.
71. А.с. № 540183 (СССР). Способ динамической балансировки роторов / Гольдин А. С., приоритет от 11.11.73, опубл. 25.12.76, бюл. № 46.
72. А.с. № 503337 (СССР). Способ снижения вибрации явнополюсной электрической машины / Трунин Е. С., приоритет от 27.11.72, опубликовано 15.02.76, бюл. № 76.
73. А.с. № 1770638 (СССР). Устройство для крепления корпуса турбомашин на фундаментной раме / Гольдин А. С., Сперлин С. С., приоритет от 22.03.89, опубл. 23.05.91, бюл. № 19.
74. А.с. № 1763935 (СССР). Способ диагностирования роторных машин / Гольдин А. С., приоритет от 2.08.90, опубл. 23.09.92, бюл. № 35.
75. А.с. № 1770638 (СССР). Динамический гаситель колебаний / Гольдин А. С., приоритет от 28.05.90, опубл. 23.10.92, бюл. № 39.
76. Патент РФ № 2035645. Динамический гаситель колебаний / Гольдин А. С., приоритет от 26.11.91, опубл. 20.05.95, бюл. № 14.
77. ГОСТ 12379-75. Машины электрические вращающиеся. Методы оценки вибрации.
78. ГОСТ 16921-83 (СТ СЭВ 2412-80). Машины электрические вращающиеся. Допустимые вибрации.
79. ГОСТ 20815-75 (СТ СЭВ 1097-78). Машины электрические вращающиеся массой свыше 2000 кг. Вибрации. Допустимые значения и методы испытаний. (С изменениями 1981 г.)
80. ГОСТ 20832-75. Машины электрические вращающиеся массой до 0,5 кг. Допустимые вибрации.
81. Стандарт СЭВ. Механические вибрации машин с рабочей частотой вращения от 10 до 200 с⁻¹. Основные указания для оценки интенсивности вибрации. Берлин, декабрь 1978 г.
82. ГОСТ Р ИСО 2954. Вибрации машин с возвратно-поступательным и вращательным движением. Требования к средствам измерения. (Первая редакция стандарта РФ, аналог международного стандарта), Нижний Новгород, 1994 г.
83. ГОСТ Р. Вибрация машин с частотой вращения от 10 до 200 с⁻¹. Основные положения по нормированию. (Первая редакция стандарта РФ), Нижний Новгород, 1994 г.
84. ГОСТ 25364-88. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации подшипниковых опор и общие требования к проведению измерений.
85. ГОСТ 27165-86. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации валопроводов и общие требования к проведению измерений.
86. ГОСТ ИСО 11342-95. Вибрация. Методы и критерии балансировки гибких роторов.
87. Broch J. T. Mechanical Vibration and Shock Measurements. Bruel & Kjaer, ISBN 87 87355 36 1, 1984.
88. Carson P. F. Telfer R. H. Large steam turbine alignment problems// The Engineer. 1963. № 10.
89. VDI 2056. Beurteilungsmasstabe für mechanische Schwingungen vor Maschinen. VDI-Richtlinien. Oktober 1964.
90. ISO/TC 108. ISO 10 816 - 2. International standard. The Measurement and evaluation of mechanical vibration and shock as applied to machines, vehicles and structures. 1991.
91. ISO/TC 108. ISO 2373. International standard. Second edition, 1987-06-01. Mechanical vibration of certain rotating electrical machinery with shaft heights between 80 and 400 mm - Measurement and evaluation of the vibration severity.
92. Pat. 4502244 USA. Shaft alignment apparatus and method. Atlantic Richfield Co./ Gary L. Boltz, Thomas C. Tulc.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	5
ГЛАВА ПЕРВАЯ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВИБРАЦИИ	7
1. Что такое вибрация?	7
2. Основные понятия кинематики вибрации	8
2.1. Гармоническая вибрация	8
2.2. Синхронные гармонические колебания	9
2.3. Виброперемещение, виброскорость и виброускорение	11
2.4. Полигармоническая вибрация	13
2.5. Модулированные колебания и биения	16
2.6. Особенности кинематики вибрации валов	18
3. Колебания системы с одной степенью свободы	19
4. Колебания системы с двумя степенями свободы	24
5. Вынужденные колебания системы со многими степенями свободы	27
6. О некоторых вибрационных явлениях	30
7. Роторный механизм как колебательная система	33
ГЛАВА ВТОРАЯ. КОНТРОЛЬ ВИБРАЦИИ И НОРМЫ НА ВИБРАЦИЮ	35
1. О задачах и способах контроля вибрации	35
2. Обзор норм и принципов нормирования вибрации	37
2.1. Общие сведения	37
2.2. Нормы на интенсивность вибрации опор и зоны качества для параметра СКЗ виброскорости	40
2.3. Особенности нормирования вибрации в разных нормативных документах	42
2.4. О периодичности контроля вибрации переносными приборами	45
2.5. Статистический подход к нормированию вибрации	47
ГЛАВА ТРЕТЬЯ. ИСТОЧНИКИ И ПРИЧИНЫ ПОВЫШЕННОЙ ВИБРАЦИИ	49
1. Механический дисбаланс	49
1.1. Происхождение дисбаланса	49
1.2. Влияние дисбаланса на вибрацию	49
2. Остаточный прогиб ротора	50
3. Погрешности геометрии шеек роторов	51
4. Дефекты муфт	52
4.1. Жесткие и полужесткие муфты	52
4.2. Подвижные муфты	54
5. Расцентровка по муфтам	56
6. Пониженная жесткость опорной системы	60
7. Влияние анизотропности и нелинейности опор на характер вибрации	62
8. Ослабления в опорной системе	64
9. Осевая вибрация подшипников	66
10. Трещина в роторе	67
11. Тепловой дисбаланс ротора	69
11.1. Общие сведения	69
11.2. Тепловой дисбаланс электрических машин	70
11.3. Тепловой дисбаланс роторов паровых и газовых турбин	71
11.4. О некоторых особых случаях тепловых деформаций роторов	72
12. Причины низкочастотной вибрации	73
13. Двойная жесткость ротора	79
14. Витковые замыкания	81
15. Электромагнитные силы	81
16. Задевания ротора о статор	82
17. Источники вибрации в подшипниках качения	84
17.1. Дефекты контактных поверхностей и несовершенство формы деталей	84
17.2. Действие дисбаланса при наличии зазора	87
18. Источники вибрации в зубчатых редукторах	89
19. О некоторых специфичных виброакустических явлениях в жидкостях и газах	90

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ. ВИБРОДИАГНОСТИКА	93
1. Общие сведения	93
1.1. Некоторые понятия теории технической диагностики	93
1.2. Цели и задачи вибродиагностики	96
1.3. Средства и методы вибродиагностики	96
1.4. Методика диагностирования дефектов	98
2. Обработка вибрационных сигналов	101
2.1. Технология обработки сигналов	101
2.2. Гармонический анализ вибрации и его модификации	103
2.3. Специальные диагностические параметры вибрации	109
2.4. Некоторые примеры обработки вибрационных сигналов	111
3. Автоматизированные системы вибродиагностики	116
4. Алгоритмы вибродиагностики. Общие положения	119
4.1. Условия определения нормального состояния агрегата	121
4.2. Классификация диагностических параметров вибрации	122
5. Вибрация оборотной частоты	123
5.1. Общие положения	123
5.2. Стационарная и квазистационарная вибрация	125
5.3. Нестационарная вибрация	132
6. Вибрация с необоротными частотами	143
6.1. Вибрация двойной оборотной частоты и с частотой 100 Гц	143
6.2. Низкочастотная вибрация	144
6.3. Высокочастотная вибрация	145
7. Специфика вибродиагностики некоторых механизмов и узлов	146
7.1. Специфика вибродиагностики центробежных насосов	146
7.2. Вибродиагностика подшипников качения	148
7.3. Вибродиагностика зубчатых редукторов	149
7.4. Акустические и автоколебательные явления в трубопроводах обвязки насосов и нагнетателей	150
7.5. Вибрации и шумы электрических машин	150
8. Исследование вибрации	152
8.1. Исследование вибрации турбоагрегатов	152
8.2. Специфические особенности исследования вибрации некоторых машин	169
ГЛАВА ПЯТАЯ. БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ	176
1. Общие сведения	176
2. Общие положения технологии балансировки	177
2.1. Жесткие и гибкие роторы	177
2.2. Что, когда и как балансировать	179
2.3. Алгебра комплексных чисел	182
3. Статическая балансировка деталей	183
3.1. Требования к используемому балансировочному устройству	183
3.2. Порядок балансировки	184
4. Балансировка на низкочастотном станке	184
4.1. Балансировочные станки	184
4.2. Технология балансировки на станке	187
4.3. Перенос грузов после балансировки на станке	189
5. Балансировка на месте	192
5.1. Общие сведения	192
5.2. Балансировка симметричных роторов	201
5.3. Балансировка многоопорных валопроводов	208
5.4. Тактика балансировки	214
6. Использование балансировки для диагностики и компенсации некоторых причин вибрации	225

35080

ГЛАВА ШЕСТАЯ. ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ ПОВЫШЕННОЙ ВИБРАЦИИ И ВИБРОНАЛАДКА	228
1. Общие сведения	228
2. О предупреждении вибрации в ходе ремонтов	229
2.1. Ревизия и ремонт муфт	238
2.2. О предупреждении задеваний ротора о статор	240
2.3. О контроле формы расточки подшипников скольжения	240
2.4. Обеспечение плотности крепления вкладышей	243
2.5. Предупреждение дисбаланса	244
2.6. Центровка роторов	246
3. Нормализация тепловых перемещений турбин	248
4. Гашение колебаний	251
4.1. Общие положения	251
4.2. Виброизоляция	252
4.3. Отстройка от резонанса и демпфирование	254
4.4. Динамические гасители вибрации	257
ГЛАВА СЕДЬМАЯ. АППАРАТНЫЕ И ПРОГРАММНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ КОНТРОЛЯ ВИБРАЦИИ, ВИБРОДИАГНОСТИКИ И БАЛАНСИРОВКИ	267
1. Общие сведения	267
2. Виброизмерительная аппаратура. Назначение, особенности конструкции и характеристики	268
3. О некоторых типах отечественной виброаппаратуры и программных продуктов	276
4. Специальные средства, используемые в системах контроля вибрации, вибродиагностики и вибромониторинга	283
ГЛАВА ВОСЬМАЯ. ИЗ ПРАКТИКИ ВИБРОНАЛАДКИ ОБОРУДОВАНИЯ	287
1. Прямбула	287
2. Балансировка роторов	288
3. Дефекты муфт	310
4. Тепловой дисбаланс и другие дефекты роторов	313
5. Задевания ротора о статор	324
6. Дефекты опорной системы	327
7. Низкочастотная вибрация	331
Список литературы	338

Гольдин Абрам Самуилович

ВИБРАЦИЯ РОТОРНЫХ МАШИН

Редактор *Г.Н. Сидорова*
Художественный редактор *Т.Н. Галицына*
Технический редактор *С.А. Журкина*
Корректоры *Л.И. Сажина, Л.Е. Сотошкина*

Сдано в набор 29.04.99.	Гарнитура Таймс.	Подписано в печать 01.07.99.
Бумага офсетная.	Уч.-изд. л. 22,11.	Печать офсетная.
Усл. печ. л. 21,5.		Заказ 462г

Орлена Трудового Красного Знамени издательство "Машиностроение",
107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Отпечатано в типографии НИИ "Геодезия" г. Красноармейск Московской обл.