

Электронный архив УГЛТУ

МИНОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИИ

**ФГБОУ ВО «УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Н.В. Куцубина

**ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА
ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ТРУБЧАТЫХ ВАЛОВ
БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН**

Монография

Екатеринбург
2016

УДК 676.056: 676.5

ББК 35.77

К95

РЕЦЕНЗЕНТЫ

Ю.В. Турыгин, доктор техн. наук, профессор ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет»;

Э.Ф. Герц, доктор техн. наук, профессор ФГБОУ ВО «Уральский государственный лесотехнический университет»

Куцубина, Н.В.

К 95 **Теория и практика оценки технического состояния трубчатых валов бумагоделательных машин:** монография / Н.В. Куцубина. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. ун-т, 2016. – 132 с.

ISBN 978-5-94984-604-9

В монографии, предназначенной для инженерно-технических работников целлюлозно-бумажных производств, студентов, магистрантов и аспирантов, обучающихся по направлению «Технологические машины и оборудование», для специалистов научно-исследовательских и проектных организаций, профессорско-преподавательского состава вузов и техникумов соответствующего профиля, рассмотрены методы оценки технического состояния трубчатых валов бумагоделательных машин.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Уральского государственного лесотехнического университета.

УДК 676.056: 676.5

ББК 35.77

ISBN 978-5-94984-604-9

© ФГБОУ ВО «Уральский государственный лесотехнический университет», 2016

© Куцубина Н.В., 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
1. Динамика, напряженное и вибрационное состояние трубчатых валов ...	6
2. Виброзащита, контроль, диагностика и анализ технического состояния трубчатых валов	19
3. Контроль, диагностика и анализ технического состояния подшипников качения бумагоделательных машин	53
4. Методы анализа вибрации при диагностике оборудования	86
5. Балансировка валов бумагоделательных машин	114
Выводы	129
Список использованных источников	130

ВВЕДЕНИЕ

Бумагоделательная машина (далее - БМ) представляет собой непрерывно действующую автоматическую поточную линию, состоящую из нескольких агрегатов, работающих без резервирования. К агрегатам относятся напускные устройства (напорные ящики), формующие устройства (сеточные части или столы), прессовые и сушильные части, каландры и накаты [1,2].

БМ имеют длительный срок эксплуатации, достигающий 60-80 лет и более при нормативном сроке – 20 лет. Многие из них имеют ярко выраженные моральный и физический износ. БМ имеет десятки тысяч деталей, отказ одной из них приводит к останову всей поточной линии, к громадному экономическому ущербу. Возникла острейшая необходимость в разработке методов оценки и восстановлении ресурса составных частей машин путем их модернизации.

Кроме того, БМ непрерывно совершенствуются, увеличиваются рабочие параметры машин: рабочие скорости подходят к 2000 м/мин, обрезная ширина бумаги – к 8400 мм. С увеличением рабочих параметров возрастают динамические нагрузки на агрегаты и их детали, увеличивается виброактивность [3-10].

По своей структуре БМ являются многороторными агрегатами, состоящими из нескольких сотен различных по назначению и конструкции валов и цилиндров (рис.1.1). Техническое состояние (далее - ТС) и виброактивность валов и цилиндров являются определяющими при оценке ТС всей БМ.

В зависимости от назначения различают поддерживающие, несущие и специальные валы. К группе поддерживающих относят грудной, регистровые, сукно-, сетко- и бумаговедущие валы, к несущим валам относят тамбурные валы. Специальными валами являются прессовые, каландровые, вакуум-пересасывающие валы, валы гауча, цилиндры сушильные, холодильные, накаты. По конструкции различают простые трубчатые валы, сплошные каландровые, специфические валы, встречающиеся только в БМ: гранитные, отсасывающие, с регулируемым прогибом на гидроподдержке и др.

Валы в БМ объединены в системы посредством упругодемпфирующих связей в виде сеток, сукон, бумаги, а также трения качения в контакте валов.

Особенность систем валов в БМ - многодвигательный привод. Например, валы плоскосеточного стола образуют систему валов, связанных сеткой, в которой приводными являются гауч-вал, сеткоповоротный вал и один из сетковедущих валов. Остальные валы системы приводятся посредством упругодемпфирующей связи в виде сетки.

В настоящей монографии, выполненной по руководством А.А. Санникова, рассматриваются методы оценки ТС только трубчатых валов БМ (сетко-, сукно- и бумаговедущих) как наиболее многочисленных сборочных единиц БМ, приводятся теория и практика вибрационного анализа ТС конструктивных элементов валов. Под оценкой ТС трубчатых валов понимается определение их нагруженности, напряженного и вибрационного состояния.

Валы бумагоделательных и отделочных машин

По частоте вращения			По частотным отношениям			По приводу			По взаимной связи				По среде работы			По виду опорных элементов				
Низкочастотные (до 300 об/мин)	Среднечастотные (300-150 об/мин)	Высокочастотные (более 1500 об/мин)	Жесткие ($\eta \leq 0,4$)	Гибкие ($1,0 > \eta > 0,4$)	Гибкие резонансные ($\eta = > 0,1$)	Неприводные	С осевым приводом	С периферическим приводом	Одиночные	Валы в батареях	С жесткой кинематической связью	С упругой кинематической связью	В воздушной	В водно-волоконистой суспензии	С частичным заполнением жидкостью	На подшипниках качения	На подшипниках скольжения			
Трубчатые: грудные, регистровые, сетко-, сукно-, бумаговедущие несущие ПРС, неотсасывающие прессы, пр.			Сплошные гладкие: каландровые, приводные промежуточные			Сплошные с лопастями: роторы насосов, напорных сортировок, вакуум-насосов			Цилиндры сушильные, наката, холостильные				Отсасывающие: прессы, гаучвалы, вакуумформирующие, вакуумпересасывающие			Из разнородных материалов гранитные, набивные суперкаландров, тамбурные с бумагой			С регулируемым прогибом с гидropоддержкой, с жесткоэластичной поддержкой, валы на оси, валы башмачных прессы и др.	

Рис. 1.1. Классификация валов бумагоделательных и отделочных машин

1. ДИНАМИКА, НАПРЯЖЕННОЕ И ВИБРАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЕ ТРУБЧАТЫХ ВАЛОВ

В разделе рассматриваются назначение и особенности конструкции сетко-, сукно-, бумаговедущих (трубчатых) валов бумагоделательных машин. Приводится методика определения нагруженности, напряженного и вибрационного состояний трубчатых валов бумагоделательных машин.

1.1. Конструкция и требования, предъявляемые к трубчатым валам

К трубчатым валам БМ относятся: сетко-, сукно-, бумаговедущие валы; грудной и сеткоповоротный вал сеточного стола.

Трубчатый вал (рис. 1.2) представляет собой тонкостенную трубу 1 из стали, латуни, алюминия или иного металла с толщиной стенки 3,5...30 мм [2]. По концам ее запрессовываются чугунные патроны 2, а в них – стальные цапфы 3, которые опираются на самоустанавливающиеся сферические радиальные двухрядные роликовые подшипники 5,6. Корпуса подшипников устанавливаются на станинах или фундаментах. Подшипниковые узлы 4 некоторых валов сеточного стола (сетконатяжные, сеткоповоротный) установлены на рычагах.

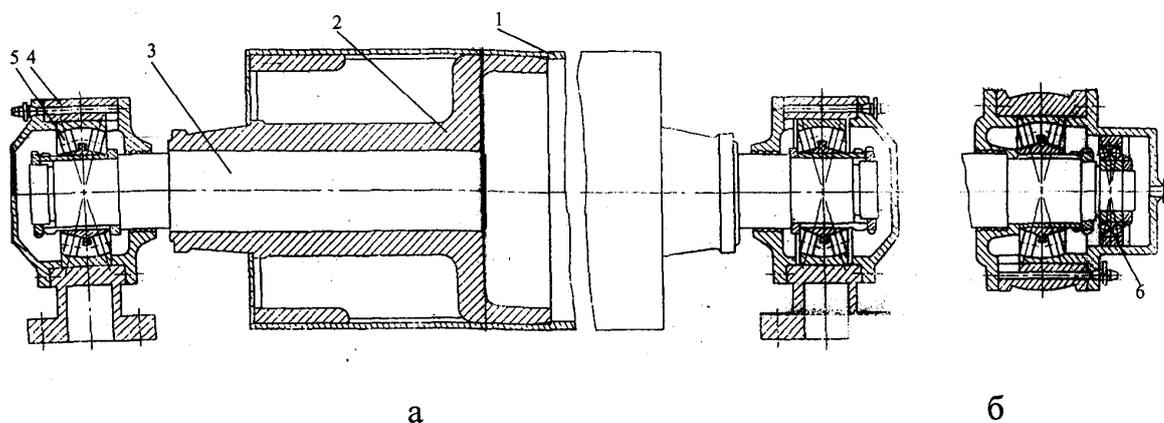


Рис. 1.2.Трубчатый вал:

- а - с корпусами подшипников в виде стоек;
- б – со сферическими корпусами подшипников;
- 1 – труба; 2 – патрон; 3 – цапфа; 4 – корпус подшипника;
- 5 – подшипник; 6 – концевой подшипник.

Поверхности большинства валов БМ с целью антикоррозионной защиты и выполнения технологических функций покрываются резиновой или полиуретановой облицовкой.

В зависимости от назначения и длины вала диаметр трубчатых валов находится в пределах 80...500 мм (диаметр грудного вала – до 1000 мм).

Нагруженность трубчатых валов зависит от их веса, распределенного натяжения сетки, сукна, бумаги. Под действием этих нагрузок вал прогибается,

возникает нормальное и касательное напряжение в рубашке вала, в цапфах, в местах запрессовки патрона и цапфы и прогиб вала с максимальным значением в середине пролета. Естественно, что напряжение должно быть меньше допустимых значений.

Как правило, конструкция и геометрические размеры валов БМ должны обеспечить максимальную жесткость (минимальный прогиб) при наименьшей массе. Чем меньше прогиб валов, тем равномернее формирование бумажного полотна на формующей части БМ, обезвоживание его на прессовой части. С уменьшением прогиба вала увеличивается его критическая угловая скорость, а вместе с ней и допустимая рабочая скорость. Это существенно для валов небольшого диаметра (сетководущих, сукноведущих и бумаговедущих), угловые скорости которых при одной и той же линейной скорости больше, чем у валов большого диаметра.

В зависимости от отношения частоты вращения вала ω к низшей собственной частоте его колебаний ω_0 различают:

- жесткие недеформируемые валы (частотное отношение $\eta = \omega/\omega_0 < 0,4$);
- жесткие деформируемые ($0,4 \leq \eta < 1,0$);
- гибкие валы ($\eta > 1,0$).

Кроме того, следует выделить валы, совершающие резонансную или околорезонансную вибрацию ($0,7 \leq \eta < 1,3$), субрезонансную ($\eta = 1/k$) и суперрезонансную ($\eta = k$), где k – целое число обычно $k = 2$, редко $k \geq 4$.

На тихоходных машинах ($V_m \leq 250$ м/мин) практически все валы жесткие недеформируемые. На машинах средней скорости $V_m = 250 \dots 800$ м/мин большинство валов жесткие деформируемые. На скоростных машинах $V_m > 800$ м/мин трубчатые валы могут работать в гибком режиме.

К валам БМ предъявляются жесткие требования:

- 1) требования, связанные с обеспечением технологического процесса;
- 2) прочность и долговечность всех деталей вала;
- 3) жесткость конструкций вала, обеспечивающая упругий прогиб вала, не превышающий допустимых значений;
- 4) динамические характеристики валов, обеспечивающие параметры вибрации самого вала и поддерживающих конструкций, не превышающих допустимые значения.

1.2. Критерии работоспособности трубчатых валов

Основными критериями работоспособности валов являются прочность и выносливость материала, жесткость и виброустойчивость конструкции. Характеристики прочности и выносливости материалов: пределы прочности σ_b , текучести σ_T и выносливости материала при симметричном цикле нагружения σ_{-1} . Определяющий критерий при оценке остаточного ресурса конструкций – предел выносливости материала. Пределом выносливости называется максимальное напряжение цикла, которое выдерживает образец при базовом цикле нагружения. За базу для черных металлов принимается $N_0 = 10^7$ циклов, для цветных $N_0 = 10^8$ циклов. Пределы выносливости обозначаются следующим образом [6]:

σ_{-1} , σ_0 , σ_r – пределы выносливости на изгиб соответственно при симметричном, пульсирующем и асимметричном (с коэффициентом асимметрии r) циклах напряжений;

σ_{-1p} , σ_{0p} , σ_{2p} – то же при растяжении;

τ_{-1} , τ_0 , τ_r – то же при кручении.

Причем под коэффициентом асимметрии понимается отношение минимального напряжения σ_{min} к максимальному напряжению σ_{max} : $r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$. Для симметричного цикла $\sigma_{max} = -\sigma_{min}$; $r = -1$; для пульсирующего $\sigma_{min} = 0$; $r = 0$.

Между пределами выносливости при изгибе σ_{-1} , кручении τ_{-1} при симметричном цикле нагружения и пределом прочности на растяжение σ_s имеются следующие зависимости:

$$\sigma_{-1} = (0,45 \dots 0,55) \sigma_s; \quad \tau_{-1} = 0,6 \cdot \sigma_{-1}.$$

При асимметричном цикле нагружения с коэффициентом асимметрии r предел выносливости определяется по формуле:

$$\sigma_2 = \frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{\left(1 - \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_s}\right) - \left(1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_s}\right) \cdot r}. \quad (1.1)$$

Пределы выносливости реальных деталей отличаются от пределов выносливости образцов из-за влияния концентраторов напряжений, масштабного фактора.

Они зависят от состояния поверхности деталей, от числа циклов нагружения, отличающегося от базового, и определяются для нормальных и касательных напряжений для предела выносливости при симметричных напряжениях по формулам:

$$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D}; \quad \tau_{-1D} = \tau_{-1} / K_{\tau D}, \quad (1.2)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения;

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – коэффициенты снижения предела выносливости.

Значения $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ вычисляются по зависимостям

$$\begin{aligned} K_{\sigma D} &= (K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma} - 1) / K_V; \\ K_{\tau D} &= (K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau} - 1) / K_V, \end{aligned} \quad (1.3)$$

где K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл. 1.1);

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества поверхности (табл. 1.2);

K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 1.3).

Значения коэффициентов K_{σ} и K_{τ} берут из таблиц: для ступенчатого перехода с галтелью (рис. 1.3, а, б) – табл. 1.4.

Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используют отношения $K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ и $K_{\tau} / K_{d\tau}$ (табл. 1.5).

Значения коэффициентов для определения критериев работоспособности валов (табл. 1.3 – 1.5)

Таблица 1.1

Напряженное состояние и материал	$K_{d\sigma}$ (K_{dt}) при диаметре вала d, мм		
	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,81	0,76	0,71
Кручение для всех сталей и изгиб для легированной стали	0,70	0,65	0,59

Таблица 1.2

Вид механической обработки	Параметр шероховатости Ra, мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_b , МПа		$K_{F\tau}$ при σ_b , МПа	
		≤ 700	> 700	≤ 700	> 700
Шлифование тонкое	до 0,2	1	1	1	1
Обтачивание тонкое	0,2...0,8	0,99...0,93	0,99...0,91	0,99...0,96	0,99...0,95
Шлифование чистовое	0,8...1,6	0,93...0,89	0,91...0,86	0,96...0,94	0,95...0,92
Обтачивание чистовое	1,6...3,2	0,89...0,86	0,86...0,82	0,94...0,92	0,92...0,89

Таблица 1.3

Вид упрочнения поверхности	Значения K_V при:		
	$K_\sigma=1,0$	$K_\sigma=1,1...1,5$	$K_\sigma \geq 1,8$
Накатка роликом	1,2...1,4	1,5...1,7	1,8...2,2
Дроеструйный наклеп	1,1...1,3	1,4...1,5	1,6...2,5
Без упрочнения	1,0	1,0	1,0

Таблица 1.4

t/r	r/d	K_σ при σ_b , МПа			K_τ при σ_b , МПа		
		500	700	900	500	700	900
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,4	1,4	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	1,55	1,6	1,65
	0,03	1,8	1,95	2,05	1,55	1,6	1,65
	0,05	1,75	1,9	2,0	1,6	1,6	1,65
3	0,01	1,9	2,0	2,1	1,55	1,6	1,65
	0,02	1,95	2,1	2,2	1,6	1,7	1,75
	0,03	1,95	2,1	2,25	1,65	1,75	1,75
4	0,01	2,1	2,25	2,35	2,2	2,3	2,4
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,1	2,15	2,25

Таблица 1.5

Диаметр вала d, мм	$K_\sigma/K_{d\sigma}$ при σ_b , МПа			K_τ/K_{dt} при σ_b , МПа		
	500	700	900	500	700	900
50	2,9	3,7	4,5	1,75	2,2	2,7
60	3,0	3,85	4,7	1,8	2,3	2,8
70	3,1	4,0	4,85	1,85	2,4	2,9
80	3,2	4,1	4,95	1,9	2,45	3,0
90	3,3	4,2	5,1	1,95	2,5	3,05
100	3,35	4,3	5,2	2,0	2,55	3,1

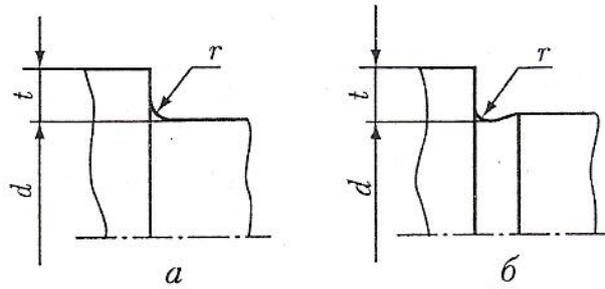


Рис. 1.3. Параметры галтелей цапф валов

Для рубашек трубчатых валов коэффициенты концентрации $K_{\sigma D}=1,0$ и $K_{\tau D}=1,0$ в формулах (1.2) могут не учитываться.

Путем сравнения предела выносливости с расчетным напряжением находится действительный запас прочности. Для детали при симметричном цикле нагружения действительный запас прочности детали, согласно формулам (1.2) равны

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a}; \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a}, \quad (1.4)$$

где σ_a и τ_a – амплитуды соответственно нормальных и касательных напряжений в соответствующих сечениях вала.

Если деталь испытывает одновременно касательные и нормальные напряжения, то запас прочности определяется по приведенным напряжениям по формуле

$$n_{np} = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}. \quad (1.5)$$

Минимально допустимый запас по выносливости материала принимается равным $n_{np} = 2 \dots 2,5$.

В табл. 1.1 и 1.5 приведены значения $K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$) и $K_{\sigma}/K_{d\sigma}$ ($K_{\tau}/K_{d\tau}$) для валов диаметром до 100 мм включительно. В случае диаметров сечений валов, превышающих 100 мм, рекомендуется вышеназванные значения принимать путем экстраполяции данных, приведенных в таблицах.

При статической нагрузке запас прочности определяется по пределу текучести для пластичного материала и по пределу прочности для хрупкого материала.

1.3. Методика определения нагруженности, напряженного и вибрационного состояния трубчатых валов

1.3.1. Постановка задачи

Трубчатые валы предназначены для поддержания и обеспечения требуемого натяжения сетки, сукна или бумаги. Привод валов, как правило, осуществляется от движущихся сеток и сукон.

В формующих, прессовых и сушильных частях БМ применяется по несколько десятков валов одного типоразмера.

Сетко-, сукно-, бумаговедущие валы в пределах составной части БМ, как правило, взаимозаменяемы. После ремонта они могут быть установлены в другие менее или более нагруженные положения.

Для оценки несущей способности вала необходимо принимать его максимально возможную нагруженность в конкретном месте установки. При выявлении недостаточной несущей способности вала в планируемом месте установки следует выбрать другое место его установки, с меньшей нагруженностью.

Трубчатые валы нагружены собственным весом и натяжением сеток, сукон, бумаги. При эксплуатации машины натяжение сеток или сукон может изменяться. При выявлении нагруженности валов рекомендуется принимать следующие расчетные натяжения: сетки сеточных столов 6 кН/м, сукон прессовых частей 2 кН/м, сеток сушильных групп 2,5 кН/м, бумаги в сухой части машины 0,25 кН/м.

Кроме того, при оценке напряженного состояния валов следует определить напряженное состояние при аварийном натяжении сетки, сукна, которое может быть в 1,4...1,5 раз большим нормативного натяжения.

Существенно отличается нагруженность сетководущих валов верхнего и нижнего яруса сушильных цилиндров. Замечено, что уровень виброскорости подшипниковых узлов валов нижних сеток в 1,3...1,9 раза ниже уровней виброскорости сетководущих валов верхних сеток.

Такое значительное различие уровней виброскорости можно объяснить тем, что сетководущие валы верхних сеток вывешиваются сетками и, вследствие этого, обладают повышенной инерционностью. Сетководущие валы нижних сеток, напротив, дополнительно нагружаются сетками. Заметим, что на уровни колебаний сетководущих валов влияет также и их расположение по высоте станин. Чем выше установлены сетководущие валы, тем интенсивнее они колеблются.

Сукноведущие валы прессовой части одинаковы по конструкции, отличаются лишь по их расположению и охвату сукном. Аналогичная ситуация имеет место в сушильных группах и частично на сеточном столе. Поэтому необходимо выявить наиболее нагруженный вал каждого типоразмера, произвести оценку его работоспособности подробным расчетом. Работоспособность других валов одного типоразмера оценивается путем сопоставления нагруженности валов.

Фактическая нагруженность и напряженное состояние трубчатых валов при их оценке в процессе эксплуатации БМ может определяться экспериментально и расчетом. Однако экспериментальная оценка напряженного состояния трубчатых валов, например, тензометрированием, исключена из-за сложности и трудоемкости эксперимента и большого количества валов.

В настоящей работе предлагается использовать расчетный метод определения напряженного состояния валов, заключающийся в следующем.

Для каждого типоразмера определяется суммарная линейная нагрузка на вал. Для наиболее нагруженного вала выявляется напряженное состояние во всех характерных точках (в середине пролета, в местах запрессовки цапф и патрона, в галтелях цапф). Определяются нагрузки на подшипники и выявляются сроки их работы.

По соотношению нагрузки любого i -го вала к нагрузке наиболее нагруженного вала определяется напряженное состояние каждого i -вала.

Нагруженность валов определяется при нормативных нагрузках и при возможных их случайных отклонениях, например натяжений сеток или сукон. Кроме того, учитываются температурные воздействия на валы.

1.3.2. Методика расчета

Трубчатые валы нагружены собственным весом и натяжением сеток, сукон, бумаги. Выявляется наиболее нагруженный вал. Схема нагружения трубчатого вала приведена на рис. 1.4.

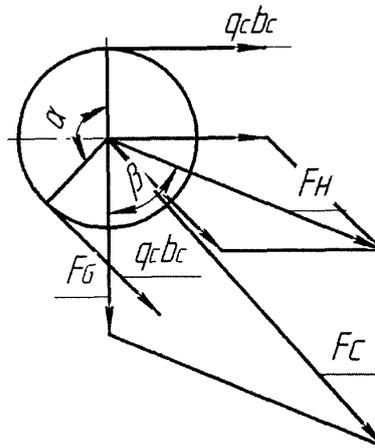


Рис. 1.4. К определению нагрузки на вал

Исходные данные для расчета (рис.1.4): m – масса вала, кг; F_G – сила тяжести вала, $F_G = mg \cdot 10^{-3}$, кН; q_c – удельное натяжение сетки, сукна, бумаги, кН/м; b_c – ширина сетки, сукна, бумаги, м; F_H – нагрузка на вал от натяжения сетки, кН; α – угол охвата вала сеткой, град; β – угол между биссектрисой угла между ветвями сетки, сукна, бумаги, охватывающих вал, и вектором силы веса вала, град; F_C – суммарная нагрузка на вал, кН;

Напряженное состояние валов оценивается по нормальным и касательным напряжениям, по коэффициентам запаса прочности рубашек валов, цапф в местах перехода диаметров (галтелях). Определяются также напряжения в рубашке вала в местах запрессовки патронов.

Схема трехступенчатой цапфы трубчатого вала с указанием характерных размеров, необходимых для расчета, приведена на рис. 1.5. Примечание: валы могут иметь двух- и одноступенчатые цапфы.

Обозначение параметров валов, необходимых для расчета (рис. 1.5): d – наружный диаметр вала, м; δ – толщина стенки вала (без облицовки), м; b –

длина рубашки вала, м; l – расстояние между осями опор, м; d_i – диаметры цапфы в сечениях А-А, В-В, С-С, Д-Д (наименьшие), $i = 1, 2, 3, 4$ м; l_y – длина посадочного места цапфы в патрон, м; l_n – длина посадочного места патрона в рубашке, м; d_n – наружный диаметр патрона, м; $d_{n1,2}$ – диаметры соответственно внутренней патрона и наружный рубашки в месте запрессовки, м; R_A, R_B, R_C – радиусы закруглений галтелей, м; $M_{кр}$ – крутящий момент, передаваемый приводной цапфой, кН·м; E и G – модули упругости и сдвига материала, МПа; σ_B ; τ_B – пределы прочности материала по нормальным и касательным напряжениям, МПа; σ_{-1} ; τ_{-1} – пределы выносливости материала по нормальным и касательным напряжениям (по справочникам), МПа; μ_i – коэффициент Пуассона материала деталей, сопрягаемых в прессовом соединении (патрона и рубашки вала); i_{max} – максимальный и минимальный натяг в прессовом соединении патрона и рубашки вала.

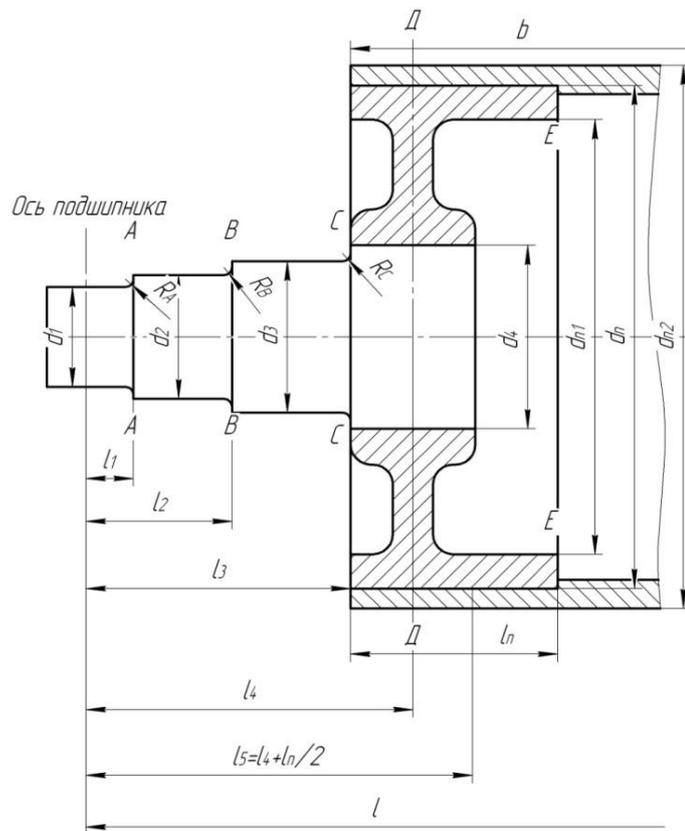


Рис. 1.5. Схема цапфы вала

Максимальный натяг i_{max} равен алгебраической разнице наибольшего предельного размера наружного диаметра охватываемой детали и наименьшего предельного размера охватывающей детали. Минимальный натяг i_{min} равен алгебраической разнице наименьшего предельного размера наружного диаметра охватываемой детали и наибольшего предельного размера охватывающей детали.

Определение нагруженности вала

1) Нагрузка на вал от натяжения сетки

$$F_H = 2 \cdot q_c \cdot b_c \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \text{ кН.} \quad (1.1)$$

2) Суммарная нагрузка на вал

$$F_C = \sqrt{F_G^2 + F_H^2 + 2 \cdot F_G \cdot F_H \cdot \cos \beta}, \text{ кН.} \quad (1.2)$$

3) Расчетная равномерно распределенная нагрузка на вал

$$q = \frac{F_C}{b}, \text{ кН.} \quad (1.3)$$

4) Нагрузка на подшипниковые опоры

$$F_{\Pi} = \frac{F_C}{2}, \text{ кН.} \quad (1.4)$$

5) Максимальный изгибающий момент в рубашке вала

$$M_{max} = q \cdot \left(\frac{b \cdot l}{4} - \frac{b^2}{8} \right), \text{ кН} \cdot \text{м.} \quad (1.5)$$

6) Изгибающий момент в галтелях цапфы, в местах запрессовки цапфы, в сечениях А-А, В-В, С-С, Д-Д (рис. 1.5)

$$M_i = F_{\Pi} \cdot l_i, \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad i = 1, 2, 3, 4, 5. \quad (1.6)$$

7) Поперечная сила, действующая в сечениях цапфы

$$Q_i = F_{\Pi}, \text{ кН.} \quad (1.7)$$

Определение напряженного состояния вала

1) Параметры сечений цапфы вала: площадь S , момент сопротивления W , момент инерции сечения I :

$$S = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}, \text{ м}^2; \quad W = \frac{\pi \cdot d_i^3}{32}, \text{ м}^3; \quad I = \frac{\pi \cdot d_i^4}{64}, \text{ м}^4, \quad i = 1, 2, 3, 4. \quad (1.8)$$

2) Параметры сечения рубашки вала:

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (d_H^2 - d_B^2) = \pi \cdot d_{cp} \cdot \delta, \text{ м}^2; \quad (1.9)$$

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (d_H^4 - d_B^4) = \frac{\pi}{8} \cdot d_{cp}^3 \cdot \delta, \text{ м}^4; \quad (1.10)$$

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot (d_H^3 - d_B^3) = \frac{\pi}{4} \cdot d_{cp}^2 \cdot \delta, \text{ м}^3, \quad (1.11)$$

где d_H и d_B – наружный и внутренний диаметры трубчатого сечения вала, м;
 $d_{cp} = (d_H + d_B)/2$ – средний диаметр трубчатого вала, м; $\delta = (d_H - d_B)/2$ – толщина стенки трубчатого сечения вала, м.

3) Максимальное нормальное напряжение в рубашке вала

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W}, \text{ МПа.} \quad (1.12)$$

4) Коэффициент запаса прочности на изгиб рубашки вала

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{max}}, \text{ МПа.} \quad (1.13)$$

5) Нормальные σ_i и касательные τ_i напряжения в цапфах вала в сечениях перехода диаметров (галтелях):

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i}, \text{ МПа; } \tau_i = \frac{Q_i}{S_i}, \text{ МПа.} \quad (1.14)$$

6) Крутящий момент определяется по методу тяговых усилий или по формулам:

при установившейся скорости машины

$$M_{кр} = 9,55 \cdot \frac{P}{V_M} \cdot d_B, \text{ кН}\cdot\text{м;} \quad (1.15)$$

при пусковом режиме

$$M_{кр_п} = K_{п} M_{кр}, \text{ кН}\cdot\text{м,} \quad (1.16)$$

где $K_{п}$ – кратность пускового момента: для прессовой части $K_{п} = 2,5$, для сушильной части $K_{п} = 1,5 \dots 2,0$ при установке сушильных цилиндров на подшипники качения и $K_{п} = 3,5$ – на подшипниках скольжения, для каландра $K_{п} = 3,5$ – на подшипниках скольжения, для каландра $K_{п} = 3,0$.

7) Касательные напряжения в цапфах приводных валов от передаваемого крутящего момента

$$\tau_i = \frac{M_{кр}}{W_{pi}}, \text{ МПа,} \quad (1.17)$$

где W_p – полярный момент сопротивления сечения для сплошного сечения, ослабленного шпонкой, м^3 ,

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d}, \quad (1.18)$$

где b и t – ширина и глубина шпоночного паза, м;
 d_i – диаметр цапфы, м.

8) Эквивалентное напряжение по третьей теории прочности

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}, \text{ МПа.} \quad (1.19)$$

9) Коэффициент снижения предела выносливости материала цапф из-за концентрации в галтелях, чистоты поверхности и других дефектов

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1}{K_V}. \quad (1.20)$$

10) Реальные пределы выносливости цапф в галтелях по каждому сечению

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}, \text{ МПа.} \quad (1.21)$$

11) Коэффициенты запаса прочности по каждому сечению цапфы

$$\sigma_{\sigma i} = \frac{\sigma_{-1Di}}{K_{i\sigma}}. \quad (1.22)$$

12) Давление в зоне прессового соединения патрона и рубашки вала

$$P_{\min}^{max} = \frac{i_{\min}^{max}}{\frac{1}{E_1} \cdot \left(\frac{d_n^2 + d_{n1}^2}{d_n^2 - d_{n1}^2} - \mu_1 \right) + \frac{1}{E_2} \cdot \left(\frac{d_{n2}^2 + d_n^2}{d_{n2}^2 - d_n^2} - \mu_2 \right)}, \text{ МПа,} \quad (1.23)$$

где E_1 , МПа, и μ_1 - модуль упругости и коэффициент Пуассона охватываемой детали соответственно; E_2 , МПа, и μ_2 - то же охватывающей детали; d - диаметр посадочного отверстия, м; d_1 - внутренний диаметр охватываемой детали, м; d_2 - наружный диаметр охватывающей детали, м.

13) Напряжение на участке запрессовки l_n от действия нагрузки и изгибающего момента (рис. 1.5)

$$\sigma_{\sigma 1} = \pm \frac{F_{\Pi}}{d_n \cdot l_n} \cdot \left(1 + 6 \cdot \frac{l_5}{l_n} \right), \text{ МПа.} \quad (1.24)$$

14) Суммарные минимальное p_{cmin} и максимальное p_{cmax} давление в зоне запрессовки патрона в рубашку вала

$$p_{cmin} = p_{min} - \frac{F_{\Pi}}{d_n \cdot l_n} \cdot \left(1 + 6 \cdot \frac{l_5}{l_n} \right), \text{ МПа;} \\ p_{cmax} = p_{max} - \frac{F_{\Pi}}{d_n \cdot l_n} \cdot \left(1 + 6 \cdot \frac{l_5}{l_n} \right), \text{ МПа.} \quad (1.25)$$

Для предотвращения раскрытия стыка суммарное минимальное давление должно быть больше нуля ($p_{cmin} > 0$).

15) Напряжение растяжения внутренней поверхности рубашки в месте запрессовки патрона

$$\sigma_n = p_{cmax} \cdot \frac{d_{n2}^2 + d_n^2}{d_{n2}^2 - d_n^2}, \text{ МПа.} \quad (1.26)$$

16) Коэффициент запаса прочности рубашки вала по напряжению запрессовки

$$K_n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_n}. \quad (1.27)$$

17) В приводных валах через приводную цапфу и патрон передается крутящий момент. Наибольший крутящий момент, передаваемый посредством посадки с натягом

$$M_k = \frac{f \cdot p_{min} \cdot \pi \cdot d_n^2 \cdot l_n}{2}, \text{ кН}\cdot\text{м,} \quad (1.28)$$

где $f = 0,08$ – коэффициент трения скольжения;
 l_n – длина сопрягаемых поверхностей.

При определении наибольшего крутящего момента, передаваемого посредством посадки, берется наименьшее давление P (нижний предел натяга i).

18) Расчет прессового соединения «цапфа-патрон» производится аналогично соединению «патрон - рубашка вала».

Определение жесткости и вибрационного состояния вала

Жесткость валов оценивается по максимальному прогибу рубашки в середине пролета вала. Вибрационное состояние валов оценивается по их критическим частотам и частотным отношениям, равным отношению частот вращения валов к собственным частотам колебаний.

1) Максимальный прогиб рубашки в середине пролета вала

$$y_{max} = \frac{q \cdot b^3}{384 \cdot E \cdot I} \cdot (12 \cdot l - 7 \cdot b) + \frac{5 \cdot q \cdot b^2}{36 \cdot G \cdot S}, \text{ м.} \quad (1.29)$$

2) Относительный прогиб

$$\varepsilon_y = \frac{y_{max}}{b} \leq [\varepsilon_y], \quad (1.30)$$

где $[\varepsilon_y]$ – допустимое значение относительного прогиба.

Допустимые значения относительных прогибов сетко-, сукно- и бумаговедущих валов 0,25...0,33 мм на 1 м длины рубашки вала; для грудных валов 0,07...0,08 мм/м.

3) Критические частоты вращения валов (приближенная зависимость по статическому прогибу)

$$f_{кр} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{g}{f_{ст}}}, \text{ Гц,} \quad (1.31)$$

$$f_{ст} = \frac{F_G}{384 \cdot E \cdot I} \cdot [b^3 - 4 \cdot b^2 \cdot l + 8 \cdot (l - b)^3 \cdot (\alpha - 1)], \text{ м,} \quad (1.32)$$

где α - коэффициент приведения жесткости цапф,

$$\alpha = \frac{E \cdot I}{E_1 \cdot I_1},$$

где E_1 , МПа, и I_1 , м⁴ – модули упругости материала и момент инерции сечения цапфы соответственно.

Критические частоты вращения валов определяются также по точным зависимостям с использованием программных средств.

4) Частота вращения вала при скорости соответствующей секции машины V_M , м/мин

$$f = \frac{V_M}{60 \cdot \pi \cdot d}, \text{ об/с} \quad (1.33)$$

5) Частотное отношение

$$\eta = \frac{f}{f_{кр}} . \quad (1.34)$$

При прогнозировании вибрационного состояния валов следует учитывать не только возможность появления их резонанса на оборотной частоте, но и суперрезонанса на кратных частотах, субрезонансов на удвоенной частоте их вращения. Например, собственная частота колебаний бумаговедущего вала диаметром 221 мм равна 15,6 Гц, субрезонанс возможен на частоте вращения вала 7,8 об/с.

Определение работоспособности подшипников качения вала

Сетко-, сукно-, бумаговедущие валы, сукносушильные цилиндры вращаются в двухрядных сферических самоустанавливающихся роликовых подшипниках.

В каталогах на каждый типоразмер приводится предельная частота вращения вала $n_{пр}$, об/мин; предельная статическая нагрузка $F_{СТ}$ и коэффициент работоспособности C .

При оценке работоспособности необходимо проверить не превышает ли нагрузка на подшипник и частота вращения вала предельные для конкретного подшипника качения, а затем определить долговечность подшипника по формуле

$$h = \frac{C^3 \cdot 10^6}{(K_B \cdot F_p + K_a \cdot F_a)^3 \cdot K_B^3 \cdot K_T^3 \cdot n \cdot 60} , \text{ час}, \quad (1.35)$$

где F_p и F_a – радиальная и аксиальная нагрузки на подшипник;

K_B – коэффициент, учитывающий вращение колец. При вращении внутреннего кольца $K_B = 1,0$, наружного кольца $K_B = 1,2$;

K_B – коэффициент безопасности. При легких толчках и небольших виброперегрузках $K_B = 1,05 \dots 1,1$;

K_T – температурный коэффициент,

K_T 1,05; 1,1; 1,15;

$t^{\circ}C$ 125; 150; 175.

K_a – коэффициент приведения, учитывающий неодинаковое влияние на долговечность подшипников радиальных и осевых усилий, для радиальных двухрядных сферических подшипников $K_a = 4,5$;

n – частота вращения вала, об/мин, зависящая от скорости секции БМ – V_M , м/мин.

$$n = \frac{V_M}{\pi \cdot d} , \text{ об/мин}. \quad (1.36)$$

Для выявления остаточного ресурса подшипников БМ, кроме валов сушильной части, предлагается осевую нагрузку принимать равной 10% от радиальной ($F_a = 0,1 \cdot F_p$), для подшипников сукноведущих валов сушильной части 20% от радиальной ($F_a = 0,2 \cdot F_p$).

2. ВИБРОЗАЩИТА, КОНТРОЛЬ, ДИАГНОСТИКА И АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТРУБЧАТЫХ ВАЛОВ

В разделе приведены особенности моделирования и исследования динамики трубчатых валов, обсуждаются методы их виброзащиты, вибродиагностики и анализа технического состояния.

2.1. Постановка задачи

Математические модели валов или системы валов связывают спектры детерминированных динамических воздействий $F(\omega)$ и спектры вибрации $X(\omega)$ простой линейной зависимостью

$$X(\omega) = H(\omega)F(\omega) < [X(\omega)], \quad (2.1)$$

где $H(\omega)$ – передаточная функция;

$[X(\omega)]$ – предельные (нормативные) параметры вибрации.

При случайных динамических воздействиях в предположении линейности характеристик конструкции спектральная функция ее параметров вибрации $S_X(\omega)$ может быть найдена путем умножения спектральной функции динамического воздействия $S_F(\omega)$ на квадрат передаточной функции $H(\omega)$

$$S_X(\omega) = [H(\omega)]^2 S_F(\omega). \quad (2.2)$$

Передаточная функция линейной динамической системы не зависит от времени и интенсивности возмущений, а зависит лишь от частоты ω динамического воздействия, от массово-жесткостных (m и C) и демпфирующих (b) характеристик конструкции

$$H(\omega) = f(m, b, C). \quad (2.3)$$

Математические модели (2.1–2.3) объясняют пути решения следующих задач:

при эксплуатации БМ и ОМ – оценки и идентификации вибрации (диагностирование валов);

при проектировании валов – определение требуемых параметров валов и необходимых методов виброзащиты.

В первом случае, например, при детерминированных динамических воздействиях, при оценке вибрации экспериментально определяются параметры вибрации $X(\omega)$ и сравниваются с нормативными значениями. При идентификации вибрации по известным функциям $X(\omega)$ и $H(\omega)$ выявляются источники вибрации $F(\omega)$, иначе решается обратная задача теории колебаний.

При проектировании валов по расчетным параметрам динамических воздействий $F(\omega)$ и нормативным параметрам вибрации $[X(\omega)]$ выявляется требу-

мая передаточная функция $H(\omega)$, а по ней находятся массово-жесткостные и демпфирующие характеристики вала или системы валов.

При проектировании и эксплуатации валов конкретных БМ и ОМ требуется разрешение важнейших проблем: установление нормативных параметров вибрации и определение передаточных функций. Нормативные параметры вибрации валов необходимо конкретизировать для каждого типоразмера БМ и ОМ, используя стандартные нормативы как рекомендательные, ориентировочные.

Для определения передаточных функций необходимо математическое моделирование вибрации валов и исследование модели. Моделирование вибрации лежит в основе разработки вибрационных расчетов валов.

2.2. Моделирование колебаний валов

Динамическая модель вала (рис. 2.1) представляется в виде вращающейся балки, опирающейся на распределенные упругодемпфирующие опоры по длине и инерционные сосредоточенные упругодемпфирующие опоры по концам вала.

Корпуса подшипников в одних случаях могут жестко крепиться к станине или фундаменту, в других – устанавливаться на виброизоляторы, в третьих – закрепляться на подвижных рычагах. В общем случае принимается упругодемпфирующая связь корпусов подшипников со стойкой.

По образующей поверхности валы контактируют с другими валами, сеткой, сукном или бумагой. Упругая податливость валов в общем случае соизмерима с упругой податливостью подшипниковых опор и элементов контакта по образующей.

Колебания вала возбуждаются центробежными силами неуравновешенных масс вала, кинематическими и параметрическими воздействиями упругодемпфирующих опор.

В динамической модели, представленной на рис. 2.1, обозначено:

E, ρ – модуль упругости и плотность материала вала;

S, I – площадь и момент инерции сечения вала;

$C_{k,z}; b_{k,z}$ – коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений соответственно подшипника качения и опорных элементов корпуса подшипника;

$C_o; b_o$ – линейные коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений распределенной опоры;

l – длина цилиндрической части вала;

m_k – масса, приведенная к корпусам подшипников.

Масса m_k представляет собой массу корпусов подшипников и приведенных к ним масс опорных конструкций: кронштейнов, рычагов, элементов станин. Индексами «л» и «п» обозначены параметры вала, соответственно с лицевой и приводной сторон. Для симметричных валов индексы «л» и «п» опускаются.

Трубчатые валы обладают изотропными свойствами. Конструкция их симметрична. На большей длине пролета вала масса равномерно распределенная, параметры сечений постоянны и лишь у опор вала изменяются ступенчато.

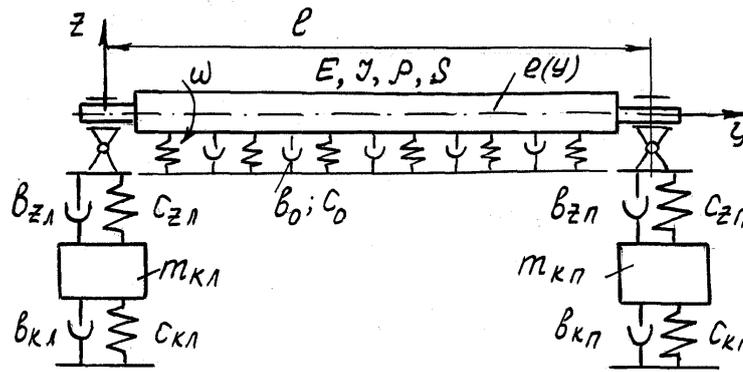


Рис. 2.1. Динамическая модель трубчатого вала

Распределение массы и линейной жесткости сечений по длине вала показаны на рис. 2.2,а, где обозначено:

ρ_1 ; $\rho_{1п}$; ρ_{11} ; ρ_{12} – линейные массы соответственно рубашки вала, рубашки вала у патрона в месте его запрессовки и цапфы вала на участках 1 и 2;

E , E_1 – модуль упругости материала рубашки вала и цапфы;

I ; $I_{1,2}$ – моменты инерции сечений соответственно рубашки вала у участков 1,2 цапф вала;

$d_{1,2}$ – диаметры цапф вала.

Для решения задач виброзащиты трубчатых валов без ущерба для точности расчета линейная плотность и параметры сечения принимаются равномерно распределенными по всей длине пролета вала. Линейная плотность принимается равной массе всего вала, отнесенной к длине пролета, параметры сечений – соответствующими основной части рубашки вала (рис. 2.2,б). Жесткость вала $E \cdot I$ принимается равной $E \cdot I = (E \cdot I)_p$. Для валов из разнородных материалов находится эквивалентная жесткость, равная сумме жесткостей составляющих элементов вала $E \cdot I = E_1 \cdot I_1 + E_2 \cdot I_2$.

Упругая податливость цапф, превышающая упругую податливость основной части вала на этом же участке, отнесена к опорам. Она обуславливается прогибом цапфы как консольной балки относительно патрона или основной части вала и поворотом совместно с патроном из-за прогиба рубашки (рис. 2.2,в). Но поскольку длина рубашки вала принята равной расстоянию между опорами, упругая податливость цапф уже частично учтена. Не учтена лишь упругая податливость цапф из-за прогиба их как консольной балки. Из этой упругой податливости цапфы следует вычесть уже учтенную условную податливость рубашки вала как консоли длиной, равной длине цапфы.

Упругая податливость двухступенчатой цапфы равна

$$\Delta_{ц} = \frac{\Delta l_2^3}{3 \cdot E_2 \cdot I_2} + \frac{\Delta l_1^3}{3 \cdot E_1 \cdot I_1} \cdot \left(1 + \frac{l_2}{l_1} + \frac{l_2^2}{l_1^2}\right) - \frac{(l_1 + l_2)^3}{3 \cdot E \cdot I}. \quad (2.4)$$

Коэффициент жесткости цапфы

$$C_{ц} = \frac{1}{\Delta_{ц}}. \quad (2.5)$$

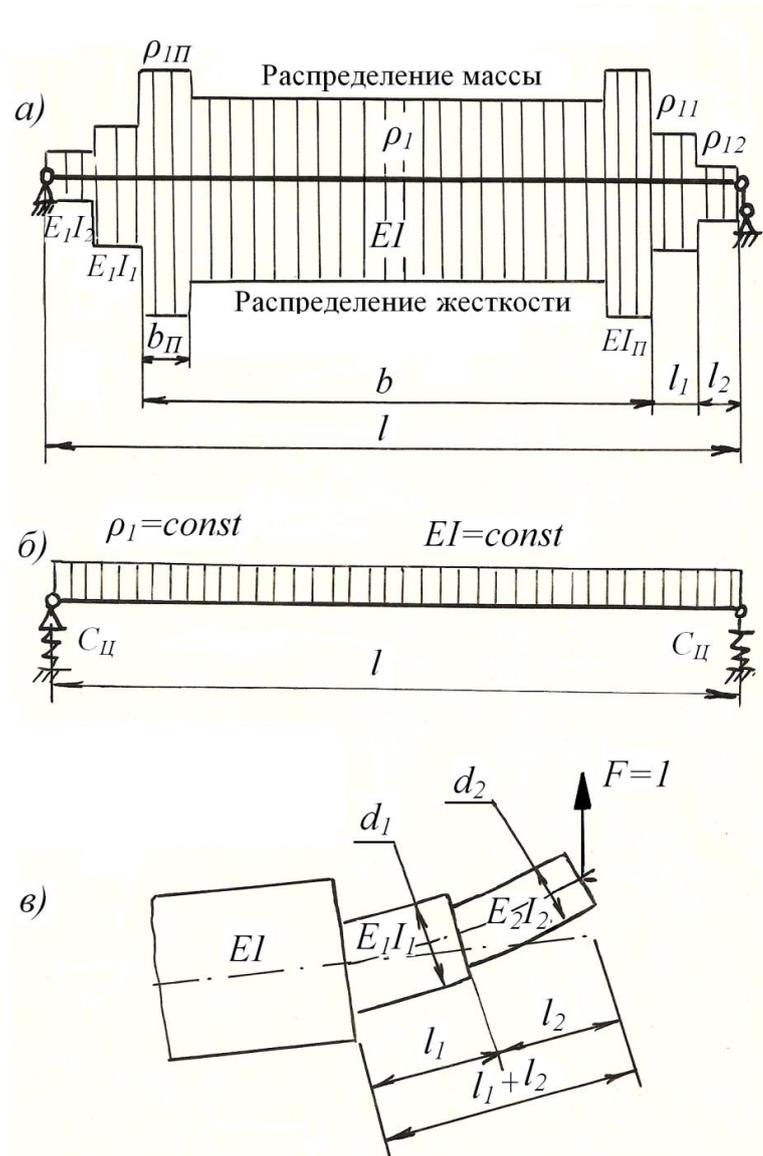


Рис. 2.2 Расчетная модель вала с распределенными параметрами:
 а - распределение масс и жесткостей трубчатого вала; б – расчетная модель вала; в – схема к определению упругой податливости цапф

Подшипники вала имеют определенное значение коэффициентов жесткости $C_{п}$ и неупругих сопротивлений $b_{п}$. Суммарные значения коэффициентов жесткости и неупругих сопротивлений цапфы ($C_{ц}$; $b_{ц}$) и подшипника, соединяемых последовательно, определяются по формулам:

$$C_{пр} = C_{ц} \cdot \frac{C_{п}}{C_{ц} + C_{п}}; b_{пр} = b_{ц} \cdot \frac{b_{п}}{b_{ц} + b_{п}}. \quad (2.6)$$

Приведенная на рис. 2.1 динамическая модель трубчатого вала может быть также использована для исследования парциальных колебаний валов в батареях, например, в прессах или каландрах. Под парциальными понимаются колебания отдельных валов в батареях в предположении неподвижности сопрягаемых валов.

Влияние на динамические характеристики трубчатых валов деформаций сдвига, инерции поворота сечений и гироскопических моментов

Известно, что на динамические характеристики валов кроме деформаций изгиба влияют деформации сдвига, инерция поворота сечений и гироскопические моменты.

Влияние различных факторов рассмотрим на примере вала с равномерно распределенной массой на шарнирных жестких опорах путем сравнения его критических частот вращения, определенных с учетом этих факторов. Критические частоты вращения вала с учетом гироскопического момента определяются по формуле

$$\omega_{oi} = \omega'_{oi} (1 - i^2 \pi \dot{I}_o / \rho_1 l^2)^{-0,5}, \quad (2.7)$$

где ω'_{oi} – критическая частота вращения вала без учета гироскопического момента;

ρ_1 – масса единицы длины вала;

$i = 1, 2, 3, 4$ – номер формы вибрации;

\dot{I}_o – осевой момент инерции единицы длины вала.

Для трубчатых валов

$$\dot{I}_o = \frac{\rho_1}{8} \cdot (D^2 + d^2) \approx \frac{\rho_1}{4} \cdot D_{cp}^2, \quad (2.8)$$

где D, d, D_{cp} – диаметры вала: наружный, внутренний, средний.

Для сплошных валов

$$\dot{I}_o = \rho_1 \cdot D^2 / 8. \quad (2.9)$$

Относительная ошибка определения критической частоты вращения трубчатого вала без учета гироскопического момента

$$\varepsilon_{\omega oi} = \frac{\omega_{oi} - \omega'_{oi}}{\omega_{oi}} = 1 - \sqrt{1 - i^2 \cdot \pi \cdot \dot{I}_o / (\rho_1 \cdot l^2)}. \quad (2.10)$$

Для сплошного вала

$$\varepsilon_{\omega oi} = 1 - \sqrt{1 - i^2 \cdot \pi \cdot D^2 / (8 \cdot l^2)}. \quad (2.11)$$

Влияние гироскопического момента на критические частоты вращения для сплошных валов меньше, чем для трубчатых. Оно увеличивается с уменьшением отношения длины вала к его диаметру и с увеличением порядка критической частоты вращения вала.

Гироскопический момент повышает критические частоты. Ошибка определения критических частот вращения валов не превышает 3 %, если отношение $l/D \geq 4$ для критической скорости $i = 1$ и $l/D \geq 8$ для второй критической скорости.

Поэтому для реальных конструкций валов при $l/D \geq 4$ первую критическую частоту, а при $l/D \geq 8$ – вторую критическую частоту, допустимо определять без учета гироскопических моментов.

Относительная ошибка определения критической частоты вращения вала без учета влияния сдвигов от поперечных сил и инерции осевого движения элементов вала определяется по формуле

$$\varepsilon_{\omega_{oi}} = 1 - \frac{\pi \cdot i}{\lambda \cdot \sqrt{\frac{1}{2} \left[1 + \alpha^2 + \frac{\alpha^2 \cdot \lambda^2}{i^2 \cdot \pi^2} - \sqrt{\left(1 + \alpha^2 + \frac{\alpha^2 \cdot \lambda^2}{i^2 \cdot \pi^2} \right)^2 - 4 \cdot \alpha^2} \right]}}, \quad (2.12)$$

где $\lambda = l/\sqrt{S/I}$ - гибкость вала; $\alpha^2 = G/(k \cdot E)$, G - модуль сдвига вала; k - коэффициент формы поперечного сечения; для стального трубчатого вала $\lambda = 2 \cdot l/D_{cp}$; $k = 1,8 \dots 2,0$; $\alpha^2 = 0,195$; для стального сплошного вала $\lambda = 4 \cdot l/D$; $k = 1,1$; $\alpha^2 = 0,35$.

В том случае, когда вал симметричный и вращается в изотропных опорах, форма изгиба его от собственной неуравновешенности не изменяется. Поэтому инерция поворота сечения влияния на критические частоты вращения не оказывает. Формула (2.11) приобретает вид

$$\varepsilon_{\omega_{oi}} = 1 - \sqrt{1 + i^2 \cdot \pi^2 / (\alpha^2 \cdot \lambda^2)}. \quad (2.13)$$

Собственная частота колебаний вала, определенная с учетом деформации сдвига, всегда ниже собственной частоты колебаний, определенной без учета сдвигов. Снижение собственной частоты колебаний тем больше, чем меньше отношение длины пролета к диаметру вала и чем выше порядок критической частоты. Для трубчатых валов это снижение больше, чем для сплошных валов. Ошибки от неучета гироскопических моментов и деформаций сдвига имеют разные знаки и частично взаимно компенсируются.

Для большинства валов с распределенными параметрами ошибки расчета по упрощенной схеме не превышают 3...5%. Они существенны лишь при малом отношении l/D и при высших формах колебаний ($i \geq 2$). Но при малом отношении l/D вал обычно рассматривается как жесткое тело на упругих опорах. Интенсивность колебаний валов по высшим формам пренебрежимо мала. Следовательно, при расчете изгибных колебаний валов деформациями сдвига, инерцией поворота сечений и гироскопическими моментами можно пренебрегать. Лишь для трубчатых валов при $l/D_{cp} < 8$ следует учитывать деформации сдвига сечений.

Возможные ошибки от приведенных допущений существенны лишь при малом отношении длины вала к диаметру и при высших формах колебаний. Но в первом случае вал обычно рассматривается как жесткое тело на упругих опорах. Интенсивность же колебаний валов по более высоким формам пренебрежимо мала. Следовательно, в динамической модели поперечно-изгибных колебаний валов допустимо упрощенно учитывать массы и жесткости патронов и цапф, а также можно пренебрегать инерцией поворота сечений, гироскопическими моментами и деформациями сдвига.

2.3. Собственные колебания трубчатых валов

При решении задач виброзащиты, вибродиагностики и анализа технического состояния машин и оборудования существенное значение имеет информация об основных динамических характеристиках любой механической системы, включая трубчатые валы, - о собственных (свободных) частотах их колебаний.

Методика инженерного расчета собственных колебаний трубчатых валов приведена в разделе 1. В настоящем подразделе приводятся теоретические основы свободных колебаний валов, необходимые для обоснования технических решений по виброзащите и вибродиагностике валов БМ.

Исследование колебаний ведется в линейной постановке. Рассеивание энергии учитываются только в опорах, внутреннее рассеивание энергии в конструкции вала не учитывается. Главные оси жесткости подшипников качения и опорных конструкций корпусов подшипников совпадают, распределенная реакция сетки (сукна, бумаги) или сопрягаемого вала лежит в одной плоскости с одной из главных осей жесткости опор. Конструкция вала и его опорных конструкций симметрична относительно оси машины. Динамическая модель вала представлена на рис. 2.1.

Математическая модель, описывающая свободные колебания вала, представляется следующим дифференциальным уравнением:

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial^4 z}{\partial y^4} + \rho \cdot S \cdot \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + b_0 \cdot \frac{\partial z}{\partial t} + C_0 \cdot z = 0. \quad (2.14)$$

Граничные условия уравнения (2.14) определяются из равенства нулю моментов на опорах и по величине реакций опоры на вал. При $y = 0$ и $y = l$ имеем:

$$\frac{\partial^2 z(0, t)}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 z(l, t)}{\partial y^2};$$

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial^3 z(0, t)}{\partial y^3} + \left\{ C_{zл} \cdot [z(0, t) - z_{кл}] + b_{zл} \cdot \left[\frac{dz(0, t)}{dt} - \frac{dz_{кл}}{dt} \right] \right\} = 0; \quad (2.15)$$

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial^3 z(l, t)}{\partial y^3} + \left\{ C_{zп} \cdot [z(l, t) - z_{кп}] + b_{zп} \cdot \left[\frac{dz(l, t)}{dt} - \frac{dz_{кп}}{dt} \right] \right\} = 0.$$

Виброперемещения корпусов опор $z_{кл,п}$ найдутся из решения дифференциальных уравнений, описывающих их колебания и составленных из условия равновесия всех сил, действующих на корпуса. Для левой и правой опор эти уравнения имеют вид:

$$m_{кл} \cdot \frac{d^2 z_{кл}}{dt^2} + b_{zл} \cdot \left(\frac{dz_{кл}}{dt} - \frac{dz(0, t)}{dt} \right) + b_{kzл} \cdot \frac{dz_{кл}}{dt} + C_{zл} \cdot [z_{кл} - z(0, t)] + C_{kzл} \cdot z_{кл} = 0; \quad (2.16)$$

$$m_{кп} \cdot \frac{d^2 z_{кп}}{dt^2} + b_{zп} \cdot \left(\frac{dz_{кп}}{dt} - \frac{dz(l, t)}{dt} \right) + b_{kzп} \cdot \frac{dz_{кп}}{dt} + C_{zп} \cdot [z_{кп} - z(l, t)] + C_{kzп} \cdot z_{кп} = 0,$$

где $z(0, t)$ и $z(l, t)$ - виброперемещения цапф вала.

Для определения виброперемещений цапф вала представим, что решение уравнения (2.14) найдено в виде

$$z(y, t) = z_1(y) \cdot \cos \omega t + z_2(y) \cdot \sin \omega t. \quad (2.17)$$

Для цапф вала при $y = 0$ и $y = l$ решение (2.17) приобретает вид:

$$\begin{aligned} z(0, t) &= z_1(0) \cdot \cos \omega t + z_2(0) \cdot \sin \omega t; \\ z(l, t) &= z_1(l) \cdot \cos \omega t + z_2(l) \cdot \sin \omega t. \end{aligned} \quad (2.18)$$

Подстановка решений (2.18) в уравнения (2.17) дает следующие линейные неоднородные дифференциальные уравнения второго порядка, описывающие колебания корпусов подшипников:

$$\begin{aligned} m_{кл} \cdot \frac{d^2 z_{кл}}{dt^2} + b_{зл} \cdot \frac{dz_{кл}}{dt} + b_{кзл} \cdot \frac{dz_{кл}}{dt} + C_{зл} \cdot z_{кл} + C_{кзл} \cdot z_{кл} = \\ = b_{зл} \cdot (z_2(0) \cdot \omega \cdot \cos \omega t - z_1(0) \cdot \omega \cdot \sin \omega t) + C_{зл} \cdot (z_1(0) \cdot \cos \omega t - \\ - z_2(0) \cdot \sin \omega t); \end{aligned} \quad (2.19)$$

$$\begin{aligned} m_{кп} \cdot \frac{d^2 z_{кп}}{dt^2} + b_{зп} \cdot \frac{dz_{кп}}{dt} + b_{кзп} \cdot \frac{dz_{кп}}{dt} + C_{зп} \cdot z_{кп} + C_{кзп} \cdot z_{кп} = \\ = b_{зп} \cdot (z_2(l) \cdot \omega \cdot \cos \omega t - z_1(l) \cdot \omega \cdot \sin \omega t) + C_{зп} \cdot (z_1(l) \cdot \cos \omega t - \\ - z_2(l) \cdot \sin \omega t). \end{aligned}$$

Введем следующие обозначения:

$$\begin{aligned} \omega_{окл,п}^2 &= \frac{(C_{кзл,п} + C_{зл,п})}{m_{кл,п}}; \quad 2 \cdot \varepsilon_{кл,п} = \frac{b_{кзл,п} + b_{зл,п}}{m_{кл,п}}; \\ \alpha_{сзл,п} &= \frac{C_{зл,п}}{C_{кзл,п} + C_{зл,п}}; \quad \alpha_{бзл,п} = \frac{b_{зл,п}}{(b_{кзл,п} + b_{зл,п})}; \\ \eta_{кл,п} &= \frac{\omega}{\omega_{окл}}; \quad \varkappa_{кл,п} = \frac{\omega_{окл}}{(2 \cdot \varepsilon_{кл,п})}, \end{aligned} \quad (2.20)$$

где $\omega_{окл}$; ε_k – парциальные частоты свободных колебаний и коэффициенты демпфирования корпусов подшипников;

$\alpha_{сз}$; $\alpha_{бз}$ – отношения коэффициентов жесткостей и демпфирования;

η_k – частотное отношение;

\varkappa_k – коэффициент динамического усиления к лебаний корпусов подшипников при резонансе.

Подстановка в уравнение (2.14) значений коэффициента жесткости C_0 позволит исследовать параметрические колебания вала, возбуждаемые периодическим изменением жесткости распределенного опорного элемента. Подстановка периодически изменяющегося значения коэффициента жесткости подшипника качения C_z в граничные условия (2.20) позволит исследовать параметрические колебания вала, возбуждаемые переменной жесткостью подшипников качения.

При кинематическом возбуждении колебаний валов со стороны распределенного опорного элемента в правую часть дифференциального уравнения

(2.14) следует подставить выражение $C_0 z_0 + b_0 \cdot \partial z_0 / \partial t$, где $z_0(t)$ – перемещение распределенной опоры.

При кинематическом возбуждении со стороны подшипников качения в граничные условия (2.19) вместо $z_{кл} - z(0,t)$ и $z_{кп} - z(l,t)$ следует подставить перемещение опор.

Свободные колебания вала удовлетворяют уравнениям (2.14) и (2.19) без правых частей и без учета рассеивания энергии ($b_{zл,п} = b_{kzл,п} = 0$).

Решение уравнения (2.14) находится в виде

$$z(y, t) = z(y) \cdot \cos \omega_{0z} t, \quad (2.21)$$

где $z(y)$ – амплитудные перемещения вала, являющиеся функцией координаты y ; ω_{0z} – собственная частота колебаний вала.

$$\text{Откуда } \frac{d^4 z}{dy^4} - \alpha^4 \cdot z = 0, \text{ где } \alpha^4 = \frac{(\rho_1 \cdot \omega_{0z}^2 - C_0)}{E \cdot I}. \quad (2.22)$$

Подставив в уравнения (2.19) решение (2.21), получим

$$\frac{d^2 z_{кл,п}}{dt^2} + \frac{C_{zл,п} + C_{кzл,п}}{m_{кл,п}} \cdot z_{кл,п} = \frac{C_{zл,п}}{m_{кл,п}} \cdot z(0, l) \cdot \cos \omega_{0z} t. \quad (2.23)$$

Частное решение уравнений (2.23)

$$z_{кл,п} = \frac{C_{zл,п} \cdot z(0, l) \cdot \cos \omega_{0z} t}{C_{zл,п} + C_{кzл,п} - \omega_{0z}^2 \cdot m_{кл,п}}. \quad (2.24)$$

Граничные условия:

$$\frac{\partial^3 z(0, t)}{\partial y^3} = \frac{-C_{прл}}{E \cdot I} \cdot z(0, t); \quad \frac{\partial^3 z(l, t)}{\partial y^3} = \frac{-C_{прп}}{EI} \cdot z(l, t), \quad (2.25)$$

где $C_{пр}$ – приведенные жесткости опор,

$$C_{прл,п} = \frac{C_{zл,п} \cdot (C_{кzл,п} - \omega_{0z}^2 \cdot m_{кл,п})}{C_{zл,п} + C_{кzл,п} - \omega_{0z}^2 \cdot m_{кл,п}}. \quad (2.26)$$

Расчетная схема вала сводится к вращающейся балке на упругом основании с сосредоточенными упругими опорами, имеющими приведенные жесткости (2.26). Общее решение уравнения (2.28) ищем в виде

$$z(y) = A_1 S(\alpha \cdot y) + A_2 T(\alpha \cdot y) + A_3 U(\alpha \cdot y) + A_4 V(\alpha \cdot y), \quad (2.27)$$

где $A_{1,2,3,4}$ – постоянные, определяемые из граничных условий; S, T, U, V – функции А.Н. Крылова.

Подставляя $z(y)$ в граничные условия, получим систему линейных алгебраических уравнений относительно постоянных A_1, A_2, A_3, A_4 . Приравняв к нулю главный определитель этой системы уравнений, раскрыв функции А.Н. Крылова и обозначив:

$$\lambda = \alpha \cdot l; \quad K_{л,п} = \frac{E \cdot I \cdot \alpha^3}{C_{прл,п}}; \quad \eta_0 = \frac{C_0 \cdot l^4}{E \cdot I}; \quad \eta_{л,п} = \frac{C_{прл,п}}{E \cdot I}. \quad (2.28)$$

Получим следующее уравнение для определения собственных частот колебаний вала:

$$2 \cdot sh \lambda \cdot \sin \lambda + (K_L + K_{II}) \cdot (sh \lambda \cdot \sin \lambda - \sin \lambda \cdot ch \lambda) + K_L \cdot K_{II} \cdot (1 - ch \lambda \cdot \cos \lambda) = 0. \quad (2.29)$$

По найденному значению λ определяется собственная частота колебаний вала

$$\omega_0 = \frac{1}{l^2} \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot (\lambda^4 + \eta_0)}{\rho \cdot S}}. \quad (2.30)$$

Возможны следующие случаи при определении собственных частот колебаний валов:

- вал симметричный ($C_{прл} = C_{прл} = C_n$; $K_L = K_n = K$; $\eta_L = \eta_n = \eta$);
- упругое распределенное основание отсутствует ($\eta_0 = 0$);
- масса корпусов подшипников мала ($m_{кл,n} = 0$);
- корпуса подшипников неподвижны ($C_{пр} = C_z$);
- опоры абсолютно жесткие ($K_{л,n} = 0$);
- опоры абсолютно податливы ($K_{л,n} = \infty$).

Критические частоты валов зависят от линейной плотности ρ_1 , и от жесткости вала, характеризуемой величиной $E \cdot I / l^3$, а также от относительных жесткостей упругого распределенного основания η и упругих сосредоточенных опор η_0 . С увеличением относительной жесткости упругого распределенного основания η критические частоты валов возрастают. Влияние жесткости упругого равномерно распределенного основания на критические частоты с увеличением порядка формы колебаний уменьшается. Например, если не учитывать коэффициент относительной жесткости $\eta \leq 0,5$, то ошибка определения первой критической частоты составляет менее 5%, второй – 1,25 %, третьей – 0,5 %.

При определении низшей собственной частоты колебаний валов упругой податливостью опор можно пренебрегать, если относительная жесткость опор $\eta_{л,n} \geq 800$. В том случае, когда жесткость опор валов относительно мала ($\eta_{л,n} \leq 0,1$), валы можно рассматривать как абсолютно жесткие на упругих опорах. Ошибка расчета при этом не превышает 5%.

Абсолютно жестких и абсолютно податливых конструкций не существует. Установить без расчетного обоснования границы применимости той или иной упрощенной расчетной модели не предоставляется возможным. Необходимо путем численного моделирования выяснить границы применимости следующих расчетных моделей:

1) коэффициент жесткости опорных конструкций корпусов подшипников существенно больше коэффициента приведенной жесткости подшипников $C_k \gg C_z$ (рис. 2.3,а). Расчетная модель соответствует случаю жесткого защемления корпусов на жесткой массивной станине или фундаменте. В этом случае взамен приведенного коэффициента жесткости, определенного по формуле (2.26), принимается приведенная жесткость подшипника $C_{пр} = C_z$. Динамиче-

ская модель по рис. 2.3,а пригодна также для исследования динамических характеристик гибких валов, в которых зарезонансный режим работы обеспечивается виброизоляцией подшипника в корпусе, а также виброизоляцией корпусов подшипника в тех случаях, когда масса корпуса подшипника по сравнению с массой вала относительно мала $m_k \ll m_b$. В этом случае масса корпусов подшипников приводится к массе вала;

2) коэффициент жесткости опорных конструкций корпусов подшипников существенно меньше приведенного коэффициента жесткости подшипника $C_k \ll C_z$, а суммарная масса корпуса подшипника и поддерживающей конструкции m_k соизмерима с массой вала m_b (рис. 2.3,б). Эта динамическая модель описывает колебания вала на рычагах с упругоподатливой конструкцией устройств, поддерживающих рычаги. Она также пригодна для описания динамических процессов при виброизоляции корпусов подшипников в случае соизмеримости масс корпусов подшипников m_k и массы вала m_b . Граничные условия уравнения (2.27) также находятся из равенства нулю моментов на опорах и по величине реакций опоры на вал при $y=0$ и $y=l$. Для этого случая пригодны частотные зависимости (2.29; 2.30).

3) приведенный коэффициент жесткости опор $C_{пр}$ существенно больше параметра $E \cdot I/l^3$, характеризующего жесткость вала, динамическая модель вала может быть принята в виде вращающейся балки на шарнирных опорах (рис.2.3,в) $C_{пр} \gg E \cdot I/l^3$. Этот случай характерен для валов небольшого диаметра с подшипниковыми опорами, жестко заземленными на станине или фундаменте;

4) приведенный коэффициент жесткости опор $C_{пр}$ существенно меньше параметра, характеризующего жесткость вала $C_{пр} \ll E \cdot I/l^3$. В этом случае вал принимается в виде недеформируемой вращающейся балки на упругих сосредоточенных и распределенных опорах, в частности, вал на рычагах;

5) во всех рассмотренных случаях, когда параметр распределенной жесткости $C_0 \cdot l$ существенно меньше параметра, характеризующего жесткость вала $E \cdot I/l^3$, т.е. $C_0 \cdot l \ll E \cdot I/l^3$, распределенной жесткостью можно пренебречь и принять $C_0=0$ (рис.2.3,г).

Достоверность модели поперечно-изгибных колебаний вала подтверждается тем, что в некоторых частных случаях получаются известные зависимости. Например, при абсолютно жестких опорах и отсутствии упругого основания $K_{л,n}=0$ и $\eta = 0$ частотное уравнение (2.26) приобретает известный вид:

$$sh \lambda \cdot \sin \lambda = 0, \quad \text{где } \lambda = \sqrt[4]{\frac{\rho_1 \cdot \omega_{0z}^2 \cdot l^4}{E \cdot I}}. \quad (2.31)$$

Так как $sh \lambda \neq 0$, следовательно, $\sin \lambda = 0$, что обеспечивается при $\lambda = i \cdot \pi$, где $i = 1, 2, \dots$, откуда находится известная формула для определения собственной частоты колебаний балки на шарнирных жестких опорах.

$$\omega_{0zi} = i^2 \cdot \pi^2 \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho_1 \cdot l^4}}. \quad (2.32)$$

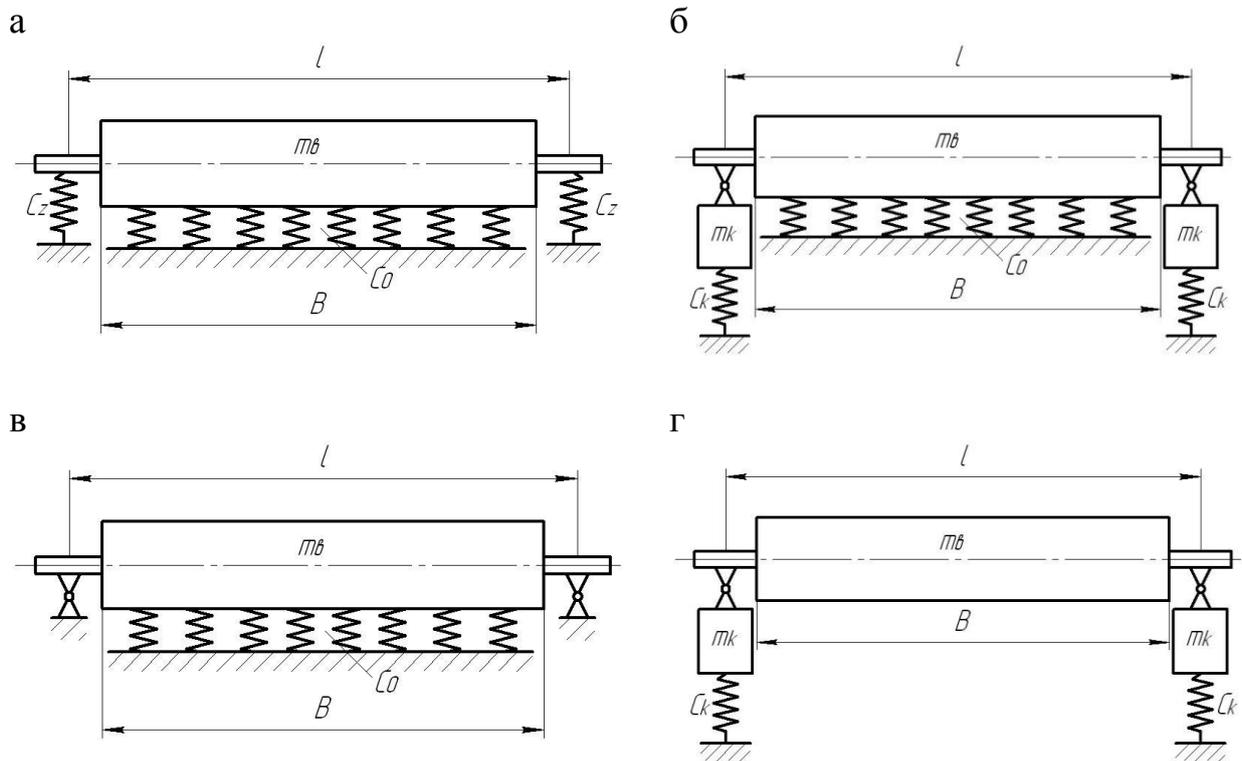


Рис. 2.3. Упрощенные динамические модели валов: а) $C_k \gg C_z$; б) $C_k \ll C_z$; m_k соизмеримы с m_b ; в) $C_{пр} \gg E \cdot I / l^3$; г) $C_k \ll C_z$; $C_0 = 0$

При абсолютно податливых опорах и отсутствии упругого основания также получается известное частное уравнение

$$1 - ch \lambda \cdot \cos \lambda = 0. \quad (2.33)$$

Собственные частоты колебаний валов с упругодемпфирующими опорами рекомендуется определять по формуле (2.32) с введением в нее коэффициента $\beta < 1,0$, определяемого для однотипных валов путем решения обратной задачи по экспериментальным собственным частотам колебаний.

$$\omega_{0zi} = \beta_i \sqrt{E \cdot I / (\rho_1 \cdot l^4)} \quad \text{или} \quad \omega_{0zi} = \beta_i \cdot i^2 \cdot \pi^2 \sqrt{E \cdot I / (\rho_1 \cdot l^4)}. \quad (2.34)$$

Рассмотренное обоснование упрощенных динамических моделей лишь качественное. Необходимо путем численного анализа зависимостей собственных частот колебаний от параметров вала и опор выявить границы применимости упрощенных моделей. Критерием для определения этих границ может быть принята относительная ошибка определения собственных частот колебаний вала по упрощенной модели, не превышающей, например, 4%.

$$\delta = \frac{|\omega_{от} - \omega_{онр}|}{\omega_{от}} \cdot 100 \leq 4\%. \quad (2.35)$$

где $\omega_{от}$ и $\omega_{онр}$ - собственные частоты колебаний вала, определенные по точной и приближенной модели.

***Собственные частоты колебаний жесткого вала
на упругодемпфирующих опорах***

Рассматриваемая модель пригодна, в частности для определения параметров собственных колебаний валов парциальных систем.

Напомним, что под парциальными колебаниями сложных технических систем, понимаются колебания структурной единицы в предположении абсолютной неподвижности и жесткости смежных сопрягаемых структурных единиц. Упругодемпфирующие связи рассматриваемой структурной единицы с другими структурными единицами сохраняются.

Представление вала в виде жесткой недеформируемой балки на сосредоточенных и распределенных упругодемпфирующих опорах пригодно, в частности, для анализа колебаний валов на шарнирных рычагах и на упругоподатливых опорах малой жесткости, обеспечивающих гибкий режим работы вала достаточно жесткой конструкции, характеризуемый малым прогибом рубашки вала. Масса рычагов меньше массы вала. Жесткость подшипников качения больше жесткости опорных элементов рычагов. Упругая податливость вала меньше упругой податливости рычагов и их подвесок. Вал принимается жестким, опирающимся на распределенное основание и поддерживаемым через невесомые шарнирные рычаги сосредоточенными упругодемпфирующими опорами.

В отдельных случаях, например при проектировании валов скоростных БМ, следует принимать расчетную модель вала как упругую вращающуюся балку на упругодемпфирующих опорах. Но в любом случае при расчете виброактивности конкретных валов необходимо выявлять погрешность расчета по упрощенной модели (в предположении абсолютно жесткого вала).

Обобщенная динамическая модель жесткого вала, опирающегося на сосредоточенные и распределенные упругодемпфирующие опоры приведена на рис. 2.4, где обозначено: ω – частота вращения вала; m – масса вала с подшипниковыми опорами и приведенными массами рычагов; θ – момент инерции вала относительно оси, проходящей через его центр масс перпендикулярно геометрической оси; $C_{p1,2}$, $b_{p1,2}$ – коэффициенты жесткости и демпфирования связей, поддерживающих рычаги с лицевой и приводной сторон; C_0 , b_0 – коэффициенты линейных жесткости и неупругих сопротивлений опорной конструкции: сукна, сетки, сопрягаемого вала; l – расстояние между опорами вала; b – длина рубашки вала; l_k – расстояние от оси муфты до оси приводного подшипника; F_u – сила инерции неуравновешенных масс вала; M_u – момент сил инерции неуравновешенных масс вала; F_m , M_m – сила и момент сил, действующие на приводную цапфу со стороны муфты из-за несоосности сопрягаемых валов и внутренней несоосности муфт; a – расстояние центра масс вала от геометрической оси машины; l_m – расстояние оси муфты до оси подшипника.

Напомним, что под коэффициентом жесткости C , Н/м понимается отношение силы, прилагаемой к телу, к упругому перемещению, вызываемому этой силой. Под коэффициентом неупругого сопротивления b , Нс/м, понимается величина неупругого сопротивления, действующего на тело, перемещающееся со

скоростью 1 м/с. В линейной постановке задачи коэффициенты C и b принимаются постоянными.

На массу m при ее смещении из положения равновесия на величину z действуют следующие силы:

$m \cdot \ddot{z}$ - сила инерции массы m ;

$b \cdot \dot{z}$ - сила неупругого сопротивления;

$C \cdot z$ - сила упругого сопротивления.

При повороте вала имеющего момент инерции масс θ , на угол φ на вал действуют следующие моменты сил:

$\theta \cdot \ddot{\varphi}$ - момент инерции массы;

$b_\varphi \cdot \dot{\varphi}$ - момент сил неупругих сопротивлений;

$C_\varphi \cdot \varphi$ - момент упругих сил.

Из равновесия системы с учетом принципа Даламбера получим дифференциальные уравнения, описывающие поступательные перемещения центра масс вала z и вращательные колебания относительно центра масс φ . При принятой расчетной модели (рис. 2.4) дифференциальные уравнения имеют вид:

$$m \cdot \ddot{z} + A_{b1} \cdot \dot{z} + A_{c1} \cdot z + A_{b2} \cdot \dot{\varphi} + A_{c2} \cdot \varphi = F_a \cdot \cos(\omega t); \quad (2.36)$$

$$\theta \cdot \ddot{\varphi} + B_{b1} \cdot \dot{\varphi} + B_{c1} \cdot \varphi + B_{b2} \cdot \dot{z} + B_{c2} \cdot z = M_a \cdot \cos(\omega t + \varphi),$$

где F_a – амплитуда сил неуравновешенных масс вала; M_a – амплитуда момента сил инерции неуравновешенных масс вала.

$$A_{b1} = b_n + b_l + b_0 \cdot b; \quad A_{b2} = b_n \cdot \left(\frac{l}{2} - a\right) - b_l \cdot \left(\frac{l}{2} + a\right) - \frac{2}{3} \cdot b_0 \cdot b \cdot a;$$

$$A_{c1} = C_n + C_l + C_0 \cdot b; \quad A_{c2} = C_n \cdot \left(\frac{l}{2} - a\right) - C_l \cdot \left(\frac{l}{2} + a\right) - \frac{2}{3} \cdot C_0 \cdot b \cdot a;$$

$$B_{b1} = b_n \cdot \left(\frac{l}{2} - a\right) + b_l \cdot \left(\frac{l}{2} + a\right) - \frac{2}{3} \cdot b_0 \cdot (b^2 + a^2);$$

$$B_{b2} = b_n \cdot \left(\frac{l}{2} - a\right) + b_l \cdot \left(\frac{l}{2} - a\right) + b_0 \cdot b \cdot a;$$

$$B_{c1} = C_n \cdot \left(\frac{l}{2} - a\right) + C_l \cdot \left(\frac{l}{2} + a\right) - \frac{2}{3} \cdot C_0 \cdot (b^2 + a^2);$$

$$B_{c2} = C_n \cdot \left(\frac{l}{2} - a\right) + C_l \cdot \left(\frac{l}{2} - a\right) + C_0 \cdot b \cdot a.$$

Частоты собственных колебаний вала находим из системы однородных уравнений (без учета рассеивания энергии колебаний и свободных членов, характеризующих возбуждение колебаний):

$$m \cdot \ddot{z} + A_{c1} \cdot z + A_{c2} \cdot \varphi = 0; \quad \theta \cdot \ddot{\varphi} + B_{c1} \cdot \varphi + B_{c2} \cdot z = 0. \quad (2.37)$$

Главные (фактические) собственные частоты поворотно-поступательных колебаний несимметричного вала определим из однородных дифференциальных уравнений (2.36). При этом решение ищем в виде

$$z = S_{az} \cdot \sin(\omega_0 t); \quad \varphi = S_{a\varphi} \cdot \sin(\omega_0 t). \quad (2.38)$$

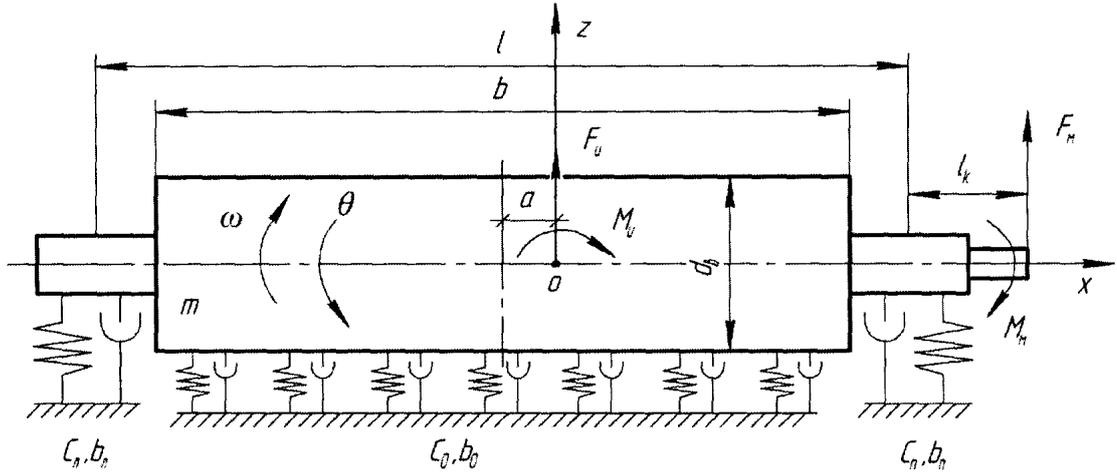


Рис.2.4. Динамическая модель парциальных колебаний вала

Подставив решение (2.38) в систему уравнений (2.37), получим следующие алгебраические уравнения

$$\begin{aligned} (A_{c1} - m \cdot \omega_0^2) \cdot S_{az} + A_{c2} \cdot S_{a\varphi} &= 0; \\ (B_{c1} - \theta \cdot \omega_0^2) \cdot S_{a\varphi} + B_{c2} \cdot S_{az} &= 0. \end{aligned} \quad (2.39)$$

Главный определитель системы алгебраических уравнений:

$$\begin{vmatrix} (A_{c1} - m \cdot \omega_0^2) & A_{c2} \\ B_{c2} & (B_{c1} - \theta \cdot \omega_0^2) \end{vmatrix} = 0.$$

Из равенства нулю главного определителя находится частотное уравнение вертикально-поворотных парциальных колебаний вала. Откуда определяются главные собственные частоты колебаний вала.

$$\begin{aligned} (A_{c1} - m \cdot \omega_0^2) \cdot (B_{c1} - \theta \cdot \omega_0^2) - A_{c2} \cdot B_{c2} &= 0; \\ \omega_0^4 - \left(\frac{A_{c1}}{m} + \frac{B_{c1}}{\theta} \right) \cdot \omega_0^2 + \frac{A_{c1} \cdot B_{c1} - A_{c2} \cdot B_{c2}}{m \cdot \theta} &= 0; \\ \omega_{0,1,2}^2 &= \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{A_{c1}}{m} + \frac{B_{c1}}{\theta} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{A_{c1}}{m} + \frac{B_{c1}}{\theta} \right)^2 - \frac{A_{c1} \cdot B_{c1} - A_{c2} \cdot B_{c2}}{m \cdot \theta}}. \end{aligned}$$

При симметричном вале ($b_l = b_n$; $C_l = C_n$; $a = 0$) получим два независимых дифференциальных уравнения, описывающие поступательные и поворотные колебания вала

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{z} + (C_n + C_l + C_0 \cdot b) \cdot z &= 0; \\ \theta \cdot \ddot{\varphi} + \left((C_n + C_l) \cdot \frac{l}{2} + \frac{2}{3} \cdot C_0 \cdot b^2 \right) \cdot \varphi &= 0. \end{aligned} \quad (2.40)$$

Собственные частоты парциальных поступательных ω_{0z} и поворотных $\omega_{0\varphi}$ колебаний вала определяются по формулам:

$$\omega_{0z}^2 = \frac{(C_n + C_{\text{л}} + C_0 \cdot b)}{m}; \quad \omega_{0\varphi}^2 = \frac{\left((C_n + C_{\text{л}}) \cdot \frac{l}{2} + \frac{2}{3} \cdot C_0 \cdot b^2 \right)}{\theta}. \quad (2.41)$$

Собственные частоты колебаний валов, а также вид и интенсивность динамических воздействий на валы являются основными факторами, характеризующими динамические свойства валов и методы их виброзащиты.

2.4. Вынужденные колебания и виброзащита валов

Под вынужденными понимают колебания валов, возбуждаемые внешними по отношению к валам и внутренними источниками. Виброзащита валов - это комплекс мероприятий при проектировании, изготовлении и технической эксплуатации валов, направленных на уменьшение их вибрации.

Для выявления закономерностей вынужденных колебаний сложной системы валов и их опорных конструкций целесообразно предварительно рассмотреть вынужденные парциальные колебания отдельных валов. Здесь также, как и при определении собственных частот колебаний, находятся параметры вынужденной вибрации в предположении абсолютных неподвижности и жесткости смежных сопрягаемых валов и опорных конструкций. При этом упруго-демпфирующие связи рассматриваемого вала с другими валами и конструкциями сохраняются.

Вынужденная вибрация механических систем возбуждается лишь при наличии динамических воздействий, возникающих при отклонениях структурных параметров технического состояния (износа, повреждений, отклонений) от номинальных значений. Вынужденная вибрация технического состояния составных частей оборудования, в том числе валов БМ, есть следствие и диагностический признак технического состояния оборудования. При идеальной конструкции и бездефектном состоянии валов проблемы с их вибрацией отсутствуют. При бездефектном состоянии валов на них действуют только статические нагрузки: силы веса валов; усилия прижима между валами в батарейных конструкциях; натяжение сеток, сукон, бумаги; усилия прижима шаберов.

Источниками динамических нагрузок на валы являются следующие структурные параметры их технического состояния:

- 1) статическая, моментная и динамическая неуравновешенности валов; биение рабочей поверхности рубашки и цапф валов;
- 2) биение, некруглость сечений и нецилиндричность рабочей поверхности валов (под некруглостью сечения понимается биение, овальность, волнистость, огранка. К нецилиндричности относятся конусность, бочкообразность и др.);
- 3) неоднородность упругих свойств распределенной опоры вала (кинематические и параметрические воздействия со стороны распределенной жесткости);
- 4) структурные параметры технического состояния подшипников качения (кинематические и параметрические воздействия подшипников качения);

- 5) неравная жесткость лицевой и приводной опор корпусов подшипников;
- 6) кинематические воздействия опор корпусов подшипников из-за вибрации опор от внешних источников;
- 7) несоосность валов, соединенных муфтами, внутренняя несоосность муфт (для приводных валов);
- 8) трещины в рубашках и цапфах вала;
- 9) ослабление посадок в системе: цапфа – патрон – рубашка вала.

Классификация факторов, вызывающих появление сил, возбуждающих вибрацию валов, и факторов, определяющих интенсивность воздействия возбуждающих вибрацию сил, приведена на рис. 2.5.

При исследовании виброактивности валов определяются их критические скорости и параметры вынужденных колебаний, параметры колебаний корпусов подшипниковых узлов; динамические нагрузки на подшипники, станины и фундаменты.

Критические скорости валов зависят от детерминированных факторов с незначительными относительно средних величин случайными отклонениями. Поэтому критические скорости валов должны определяться детерминированными методами с оценкой вероятности погрешности расчета. Остальная информация о виброактивности валов существенно зависит от случайных факторов, зависящих от технического состояния валов. Для определения этих параметров при проектировании могут быть использованы лишь вероятностные методы расчета, а при эксплуатации – методы технической диагностики.

Основными факторами, определяющими виброактивность валов с распределенными параметрами, являются: неуравновешенность, динамические характеристики подшипников качения, нецилиндричность и неоднородность упругих свойств и рабочих поверхностей валов, динамические воздействия муфт и др.

В соответствии с обобщенной моделью динамики валов (2.1) параметры вибрации зависят не только от параметров динамических воздействий $F(\omega)$, но и от параметров, характеризующих массово-жесткостные характеристики конструкций валов – передаточной функции $H(\omega)$. Заметим, что передаточная функция $H(\omega)$ определяет параметры вибрации вала при единичном воздействии факторов, вызывающих появление возбуждающих вибрацию сил.

При выборе динамической модели валов необходим учет всех факторов, влияющих на их виброактивность. В этом разделе обосновывается выбор только тех элементов динамической модели, которые характерны для всех или большинства типов валов.

Некоторые из факторов являются детерминированные с незначительными случайными отклонениями, например, размеры, масса, частота вращения валов. Другие являются случайными, например, распределение вектора дисбаланса по длине вала, нецилиндричность рабочей поверхности вала.

Валы БМ совершают сложные пространственные колебания, которые можно разделить на три вида колебаний: поперечно-изгибные, аксиальные и крутильные. В общем случае эти три вида колебаний взаимосвязаны.

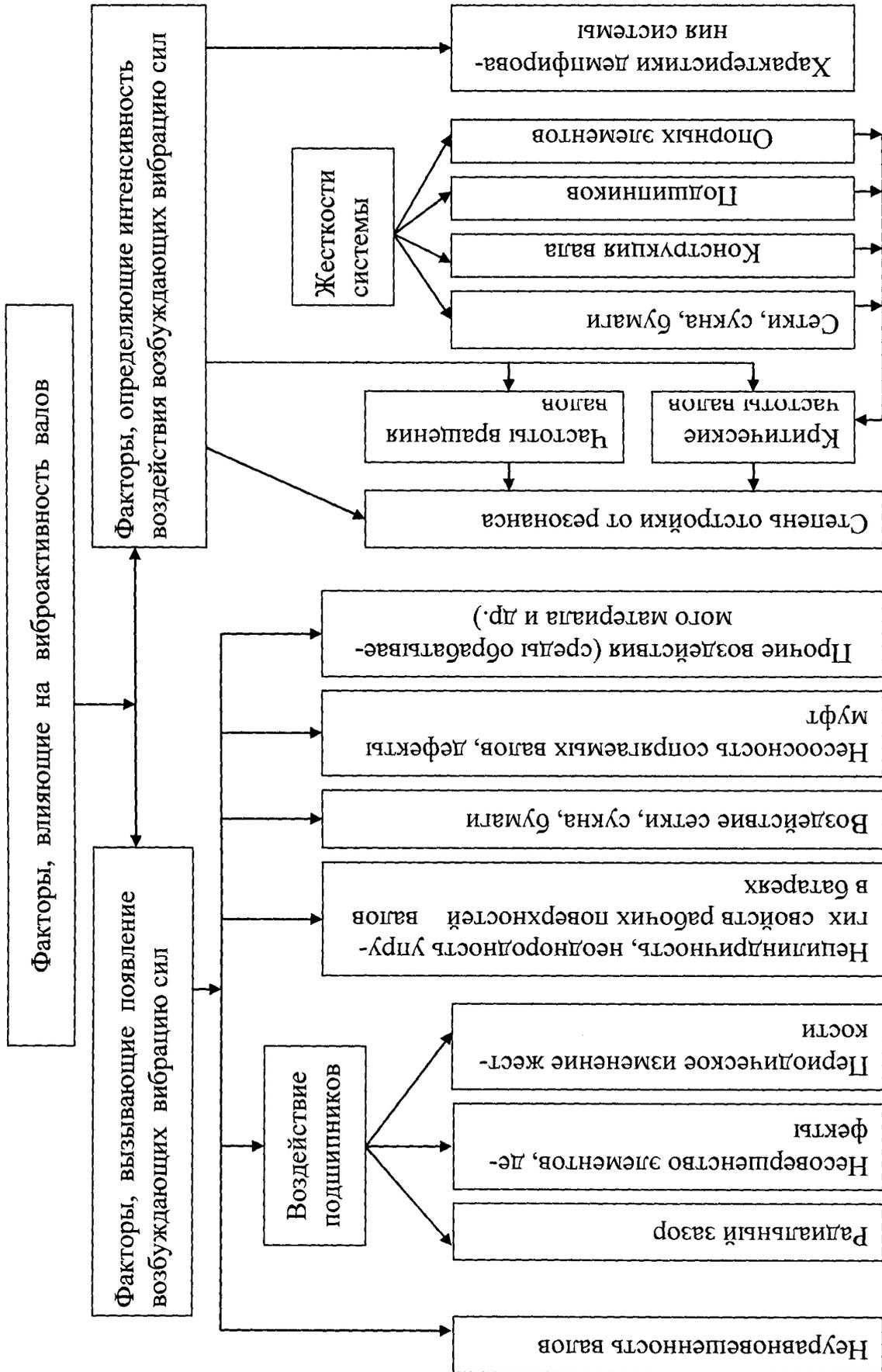


Рис. 2.5. Классификация факторов, влияющих на виброактивность валов

Но для выявления наиболее существенных факторов, воздействующих на вибрационный процесс, реальный вал заменяется упрощенной идеализированной схемой или моделью, в которой три вида колебаний рассматриваются независимо. Для каждого вида колебаний составляется своя динамическая модель. Каждой динамической модели соответствует своя математическая модель, то есть система уравнений, с помощью которых осуществляется математическое описание исследуемой динамической модели.

Рассмотрим основные силовые, кинематические и параметрические воздействия на вал, возникающие при различных структурных параметрах технического состояния.

Силы инерции неуравновешенных масс валов

Неуравновешенность вала – это состояние, характеризующееся таким расположением его масс, которое во время вращения вызывает переменные нагрузки на опорах вала и его прогиб. Валы БМ имеют конструктивно уравновешенные массы. Неуравновешенность возникает из-за неоднородности материала, отклонений при изготовлении и сборке валов, из-за дефектов, возникающих при их эксплуатации. В общем случае линия центров масс не совпадает с осью вращения вала и случайно ориентирована в пространстве. Функция удельной неуравновешенности вала $e(y)$ неизвестна.

При статической неуравновешенности линия центров масс параллельна оси вращения и расположена на расстоянии e от оси вращения r_0 . Величина e называется удельным дисбалансом.

При вращении вала массой m_e с угловой скоростью ω возникает сила инерции неуравновешенных масс вала $F_{и}$, приведенная к центру масс вала

$$F_{и} = m_{в} \cdot e \cdot \omega^2. \quad (2.42)$$

Вал имеет статическую неуравновешенность.

В тех случаях, когда линия центров масс пересекает ось вращения или перекрещивается с ней, возникает момент сил инерции неуравновешенных масс вала $M_{и}$.

$$M_{и} = I_{re} \cdot \omega^2, \quad (2.43)$$

где I_{re} - центробежный момент инерции неуравновешенных масс вала, кгм.

Динамически неуравновешенные валы имеют статическую и динамическую неуравновешенности, лежащие в различных плоскостях, отстоящих одна от другой на угол φ . Векторы статической, моментной и динамической неуравновешенности вращаются вместе с валом с угловой скоростью ω . Силы и моменты сил инерции воспринимаются подшипниковыми опорами. Схема динамических нагрузок на опоры динамически неуравновешенного вала приведена на рис. 2.6, где обозначено: буквами А и Б – нагрузка соответственно на опоры А и Б; буквами С, М и Д - статические, моментные и динамические неуравновешенности.

На рисунке в плоскости листа показана плоскость действия моментной неуравновешенности, φ - угол между плоскостями действия статической и моментной неуравновешенностей.

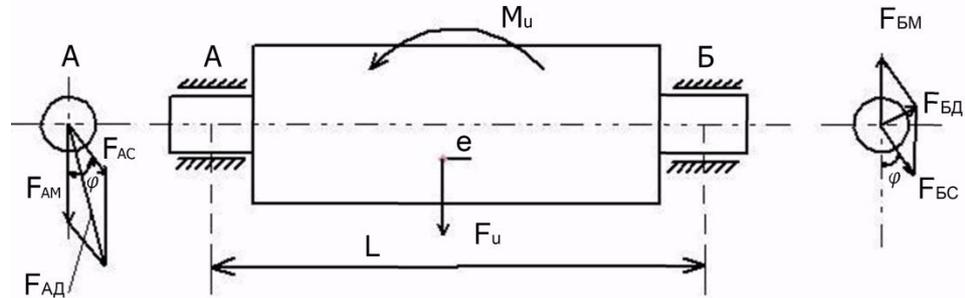


Рис. 2.6. Нагрузки на опоры динамически неуравновешенного вала

При статической неуравновешенности опоры межопорных роторов нагружаются силами, совпадающими по направлению.

При моментной неуравновешенности возникает момент сил инерции, нагружающий опоры силами в противоположном направлении. Причем нагрузки на вал от статической и моментной неуравновешенностей лежат в плоскостях, наклоненных одна плоскость относительно другой на угол φ , равновероятно находящийся в пределах $\varphi = 0 \dots 2\pi$.

Суммарные нагрузки на опоры динамически неуравновешенного вала равны геометрической сумме нагрузок от статической и моментной неуравновешенностей. Следовательно, динамически неуравновешенный вал нагружает опоры силами, не равными по величине и не совпадающими по направлению.

В случае абсолютно жестких опор вал при статическом нагружении имеет первую форму (моду) колебаний, при моментном нагружении – вторую.

На практике неуравновешенность валов оценивается дисбалансами, приведенными к лицевой D_l и приводной D_n опорам. Фактическая величина неуравновешенности валов случайная. Для новой машины ее следует ожидать в пределах от нуля до максимального допустимого значения, оговариваемого в чертежах. В процессе эксплуатации оборудования, ремонта и перешлифовок вала фактическая величина неуравновешенности может существенно меняться. В общем случае суммарные силы $F_{\text{и}}$ и моменты инерции $M_{\text{и}}$, действующие на валы, определяются по формулам:

$$F_{\text{и}} = \omega^2 \sqrt{D_l^2 + D_n^2 + 2 \cdot D_l \cdot D_n \cdot \cos \alpha_d}; \quad (2.44)$$

$$M_{\text{и}} = \omega^2 \cdot b / 2 \sqrt{D_l^2 + D_n^2 - 2 \cdot D_l \cdot D_n \cdot \cos \alpha_d},$$

где D_l и D_n – дисбалансы вала, приведенные к лицевой и приводной опорам;
 α_d – угол между векторами дисбаланса с лицевой и приводной сторон;
 ω – угловая частота вращения вала.

При проектировании и модернизации БМ, при изготовлении и приемке в эксплуатацию валов, при оценке технического состояния при их эксплуатации

важно знать расчетные и предельно допустимые значения параметров неуравновешенности валов.

В соответствии с требованиями ГОСТ 26568-85 и стандартов [37-39] предельно допустимая неуравновешенность валов определяется по классу точности балансировки по ГОСТ 22061–76. Сетко-, сукно-, бумаговедущие валы следует отнести к третьему классу точности балансировки, для которого производство удельного дисбаланса e на максимальную угловую частоту вращения вала равно $[e \cdot \omega] = (1,0 - 2,5)$ мм рад/с. Меньшее значение $[e \cdot \omega] = 1,0$ мм рад/с следует использовать при балансировке валов, большее значение $[e \cdot \omega] = 2,5$ мм рад/с – для диагностики их технического состояния.

По предельно допустимой степени точности балансировки вала устанавливается предельное состояние удельного дисбаланса неуравновешенного вала $e = [e \cdot \omega] / \omega_{max}$, где ω_{max} , - максимальная частота вращения вала при эксплуатационном режиме работы машины.

По величине удельного дисбаланса e и массе вала m_b определяется допустимое предельное значение дисбаланса вала, отнесенного к каждой опоре вала $[D] = m_b \cdot e / 2$, кг·мм.

Предельные динамические нагрузки на опоры вала определяются по формуле

$$F_{ис} = D \cdot \omega^2 / 2 . \quad (2.45)$$

По предельным нагрузкам на опору вала принципиально возможно экспериментально определить предельные параметры вибрации корпусов подшипников на оборотной частоте, которые можно использовать для диагностики неуравновешенности вала.

Для оценки воздействия сил и моментов сил инерции неуравновешенных масс валов на конструкции БМ необходимо знать не только предельные значения динамических воздействий при статической неуравновешенности валов, но также предельные значения их моментной неуравновешенности. Но нормативов на предельные значения моментов инерции неуравновешенных масс валов не существует. Расчетное значение момента сил инерции вала можно определять по величине нагрузок на опоры, равных нагрузкам от сил инерции статически неуравновешенного вала, определяемого по формуле (2.45).

Следует отметить, что сведения о дисбалансах валов можно получить при балансировке валов после их ремонта. При наличии этих сведений суммарные силы и моменты сил неуравновешенных масс вала, а также угол сдвига фаз между плоскостями, в которых действует сила и моменты сил, определяемые по формулам (2.44), дадут реальные значения сил и моментов сил неуравновешенных масс валов.

Вынужденные колебания неуравновешенного недеформируемого вала на сосредоточенных и распределенных опорах

Расчетная модель парциальных колебаний вала в виде вращающейся жесткой балки на упругодемпфирующих распределенных и сосредоточенных опорах (рис. 2.4) приемлема для большинства валов БМ, поскольку собствен-

ные частоты колебаний вала как балки на абсолютно жестких шарнирных сосредоточенных опорах, на порядок превышают собственные частоты колебаний вала как абсолютно жесткого стержня на упругодемпфирующих опорах.

Вынужденные колебания симметричного относительно оси вала под действием сил и моментов сил, определяемых по формулам (2.44), описываются следующими взаимно независимыми неоднородными дифференциальными уравнениями:

$$m \cdot \ddot{z} + b_{\text{пр}} \cdot \dot{z} + C_{\text{пр}} \cdot z = m \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t); \quad (2.46)$$

$$\theta \cdot \ddot{\varphi} + b_{\varphi\text{пр}} \cdot \dot{\varphi} + C_{\varphi\text{пр}} \cdot \varphi = m \cdot l \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t + \varphi), \quad (2.47)$$

где m и θ - масса и момент инерции вала; $C_{\text{пр}}$ и $C_{\varphi\text{пр}}$ - приведенные коэффициенты жесткости опорных конструкций при поступательных и вращательных колебаниях вала; $b_{\text{пр}}$ и $b_{\varphi\text{пр}}$ - приведенные коэффициенты неупругих сопротивлений опорных конструкций при поступательных и вращательных колебаниях вала;

Решение линейных дифференциальных уравнений (2.46) и (2.47) общеизвестно [17]. Разделим все члены уравнения (2.46) на массу m , а уравнения (2.47) - на момент инерции масс θ и обозначим:

$$\omega_{0z}^2 = \frac{C_{\text{пр}}}{m}; \quad \omega_{0\varphi}^2 = \frac{C_{\varphi\text{пр}}}{\theta}; \quad \frac{b_{\text{пр}}}{m} = 2 \cdot \varepsilon_z; \quad \frac{b_{\varphi\text{пр}}}{\theta} = 2 \cdot \omega_\varphi; \quad v_\varphi = \frac{m \cdot e \cdot l}{\theta}, \quad (2.48)$$

где ω_{0z} и $\omega_{0\varphi}$ - частоты собственных поступательных и поворотных колебаний вала; ε_z и ε_φ - коэффициенты демпфирования поступательных и поворотных колебаний вала; v_φ - мера уровня момента сил, возбуждающих поворотные колебания вала.

После преобразования получим:

$$\ddot{z} + 2 \cdot \varepsilon_z \cdot \dot{z} + \omega_{0z}^2 \cdot z = e \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t); \quad (2.49)$$

$$\ddot{\varphi} + 2 \cdot \varepsilon_\varphi \cdot \dot{\varphi} + \omega_{0\varphi}^2 \cdot \varphi = v_\varphi \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t + \varphi). \quad (2.50)$$

Частное решение неоднородных уравнений (2.49) и (2.50) ищем в виде:

$$z = S_{az} \cdot \cos(\omega t - \beta_z); \quad \varphi = S_{a\varphi} \cdot \cos(\omega t - \beta_\varphi), \quad (2.51)$$

где S_{az} и $S_{a\varphi}$ - амплитуды поступательных и поворотных виброперемещений вала; β_z и β_φ - угол сдвига фаз вынужденных колебаний относительно возбуждающих колебания сил и момента сил.

$$S_{az} = \frac{e \cdot \eta_z^2}{\sqrt{(1 - \eta_z^2)^2 + \frac{\eta_z^2}{\varepsilon_{pz}^2}}}; \quad S_{a\varphi} = \frac{v_\varphi \cdot \eta_\varphi^2}{\sqrt{(1 - \eta_\varphi^2)^2 + \frac{\eta_\varphi^2}{\varepsilon_{p\varphi}^2}}}; \quad (2.52)$$

$$\text{tg } \beta_z = \frac{\eta_z}{\varepsilon_{pz} \cdot (1 - \eta_z^2)}; \quad \text{tg } \beta_\varphi = \frac{\eta_\varphi}{\varepsilon_{p\varphi} (1 - \eta_\varphi^2)}, \quad (2.53)$$

где η_z и η_φ - частотные отношения или отношение частоты вращения вала ω к собственным частотам соответственно поступательных ω_{0z} и поворотных $\omega_{0\varphi}$ колебаний вала

$$\eta_z = \frac{\omega}{\omega_{0z}}; \quad \eta_\varphi = \frac{\omega}{\omega_{0\varphi}}, \quad (2.54)$$

$\alpha_{0\varphi}$ и $\alpha_{p\varphi}$ – коэффициенты динамического усиления колебаний при резонансных соответственно поступательных и поворотных перемещениях вала.

Эти коэффициенты характеризуют рассеивание энергии колебаний в системе и являются, как и собственные частоты колебаний, динамической характеристикой колеблющейся системы. Они связаны следующими зависимостями с коэффициентами неупругих сопротивлений b , демпфирования ε , а также с логарифмическим декрементом затухания Λ и коэффициентом внутреннего трения γ :

$$\alpha_p = \frac{\omega_0 \cdot m}{b} = \frac{\omega_0}{2 \cdot \varepsilon} = \frac{\pi}{\Lambda} = \frac{1}{\gamma}. \quad (2.55)$$

Диагностирование неуравновешенности валов

Выявление и оценка неуравновешенности масс валов в процессе эксплуатации БМ производится путем измерения и оценивания вибрации (путем вибродиагностики) неподвижных конструкций, примыкающих к валу и наиболее доступных для измерения. Причем наибольшую доступную для измерения информацию о неуравновешенности валов несет вибрация подшипниковых узлов валов.

Силы и моменты инерции неуравновешенного вала возбуждают вибрацию оборудования преимущественно с частотой вращения вала (оборотной частотой). Встречаются случаи когда, неуравновешенный вал возбуждает вибрацию, кратную оборотной частоте (супергармонические колебания) и с частотой, равной доле частоты вращения (субгармонические колебания). Причиной появления таких колебаний является нелинейность упругих свойств конструкций вала или опор. Но в любом случае колебания с оборотной частотой проявляются. Причем на оборотной частоте сосредотачивается 60...70% и более энергии колебаний. Поэтому неуравновешенность валов оборудования при его эксплуатации рекомендуется оценивать по параметрам вибрации подшипниковых опор на частотах вращения при рабочей скорости машины. Вибрацию следует измерять в трех направлениях: вертикальном Z , горизонтально–продольном X , горизонтально–поперечном Y относительно оси машины; для валов на рычагах – в направлении τ , касательном к траектории движения оси вала. Если параметры вибрации подшипниковых опор не превышают допустимые значения, то балансировать не следует.

Вибрация, возбуждаемая центробежными силами инерции неуравновешенных масс валов, резко возрастает с увеличением скорости машины в тех случаях, когда вал вращается в дорезонансном режиме. В тех случаях, когда вал

вращается в резонансном режиме, интенсивность вибрации при увеличении частоты вращения вала уменьшается. Следовательно, дополнительным признаком неуравновешенности валов является существенная зависимость параметров вибрации подшипниковых опор на оборотной частоте от частоты вращения вала.

Еще одним признаком неуравновешенности вала является отличие амплитуд виброперемещений корпусов подшипников друг от друга на оборотной частоте в плоскостях наибольшей и наименьшей жесткости. В направлении наименьшей жесткости вибрация обычно больше, чем в направлении наибольшей жесткости.

При превышении допустимых параметров вибрации рекомендуется при останове машины повторно измерить вибрацию при разгоне до рабочей скорости одного вала, если он приводной, или одной секции машины (для исключения влияния смежных секций), и результаты измерения снова сравнить с нормативными значениями. При этом следует иметь в виду, что причинами вибрации подшипниковых опор на оборотной частоте вращения вала, кроме неуравновешенности масс, могут быть несоосность валов, внутренняя несоосность и кривошипный эффект муфт, биение рабочих поверхностей сопрягаемых валов, поперечные трещины в валах.

В некоторых случаях возникает необходимость выявления вида неуравновешенности валов: статической или динамической. Диагностическим признаком статической неуравновешенности являются синфазные колебания обеих подшипниковых опор межопорного вала или противофазных колебаний подшипниковых опор консольного вала. При динамической неуравновешенности вибрация подшипниковых опор отличается по фазе, находящейся в пределах $0 \dots 2\pi$ рад.

При ослаблениях крепления корпусов подшипников валов, малой жесткости опорных рам, ослаблений болтовых стыков и фундаментальных болтов и при прочих проявлениях слабины даже при незначительной неуравновешенности вала, не превышающей допустимых значений, может возникнуть интенсивная вибрация корпусов подшипников на оборотной частоте. Это может привести к ошибкам при принятии решений о балансировке валов по параметрам вибрации валов, вращающихся в резонансном и в околорезонансном режимах.

Для выявления предельного значения неуравновешенности трубчатых валов возможно применение статистического метода. Сущность этого метода заключается в определении параметров вибрации корпусов подшипников идентичных трубчатых валов на оборотной частоте и гармониках оборотных частот. Например, СКЗ виброскорости V_e . По среднеарифметическим значениям виброскорости \bar{V}_e и среднеквадратическим отклонениям σ_v определяется предельное значение СКЗ виброскорости $[V_e]$

$$[V_e] = \bar{V}_e + K \cdot \sigma_v, \quad (2.56)$$

где $K=2$ – число, характеризующее вероятность нахождения параметра вибрации ниже предельного значения [13,14].

Для окончательного решения о необходимости балансировки вала необходимо устранить все перечисленные выше дефекты, вновь измерить параметры вибрации, сравнить эти параметры с допустимыми значениями и при превышении допустимых значений вибрации принять решения о необходимости балансировки валов. Заметим, что в производственной практике нередки случаи, когда на балансировку отправлялись валы по результатам измеренной вибрации, возбуждаемой другими дефектами, а не центробежными силами неуравновешенных масс вала.

Динамические воздействия при биениях, нецилиндричности и некруглости сечений рабочей поверхности валов

Биения, нецилиндричности и некруглости сечений валов в идеальном случае, когда рабочая поверхность вала не имеет контакта с рабочей поверхностью другого вала или с сеткой, сукном, бумагой, не нагружают подшипниковые опоры. При наличии контакта возникают силы, нагружающие подшипниковые опоры и конструкции валов дополнительными динамическими нагрузками, подобно силам и моментам сил неуравновешенных масс. Кроме того, биения рабочей поверхности многих валов нежелательно само по себе из-за воздействия на сопрягаемые валы и конструкции, на обрабатываемый материал и в других случаях.

Валы могут иметь некруглость сечений рабочей поверхности (рис.2.7), определяемой в общем случае по формуле

$$r = r_0 + \sum_{i=1}^k \Delta r_{ai} \cdot \cos (i\varphi + \beta_i), \quad (2.57)$$

где r – текущее значение радиуса поверхности вала;

r_0 – среднее (номинальное) значение радиуса поверхности вала;

i – номер гармоники отклонений радиуса вала от номинального значения, $i = 1, 2, 3, \dots, k$;

Δr_{ai} – амплитуда отклонений радиуса вала от номинального значения i – ой гармоники;

φ – угол поворота радиус–вектора рабочей поверхности вала от произвольной точки отсчета;

β_i – угол сдвига фаз i – ой гармоники отклонений радиуса вала.

При $i = 1$ имеет место биение вала, при $i = 2$ – овальность, при $i > 3$ - волнистость поверхности вала.

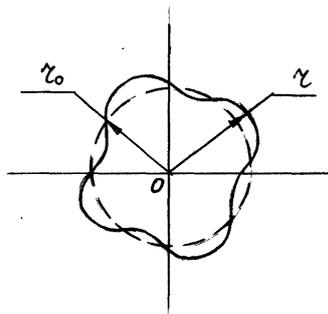


Рис. 2.7. Некруглость рабочей поверхности вала

гих сопротивлений опорных конструкций вала (сосредоточенных и распределенных опор); C_2, b_2 – приведенные коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений поддерживающих устройств вала, например рычагов сетко-, сукнонатяжных систем.

Кинематическое возмущение моделируется синусным механизмом, радиус кривошипа которого Δr_{ai} равен амплитуде кинематических воздействий.

Из условия равновесия вала, согласно принципу Даламбера, имеем следующее дифференциальное уравнение, описывающее колебания вала при кинематическом возбуждении:

$$m \cdot \ddot{z} + (b_2 + b_1) \cdot \dot{z} + (C_2 + C_1) \cdot z = C_1 \cdot \Delta r_i \cdot \cos(i\omega_B t) - b_1 \cdot \Delta r_i \cdot \sin(i\omega_B t). \quad (2.61)$$

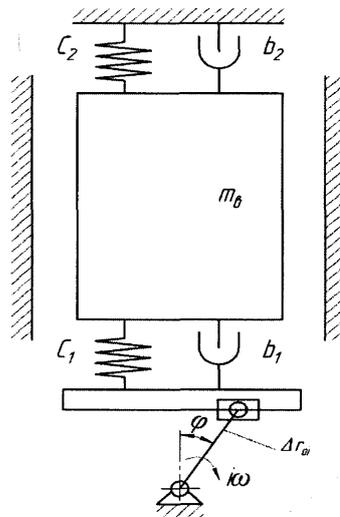


Рис. 2.9. Одномассовая модель вала при кинематическом возбуждении вибрации

Выразим коэффициенты жесткости C_2 и неупругих сопротивлений b_2 через соответствующие коэффициенты распределенной опоры $C_2 = \alpha_c \cdot C_1$ и $b_2 = \alpha_B \cdot b_1$, разделим все части уравнения (2.61) на m и обозначим: ω_0 - круговая частота собственных колебаний вала; ε - коэффициент демпфирования колебаний массы,

$$\omega_0 = \frac{(C_2 + C_1)}{m}; \quad 2 \cdot \varepsilon = \frac{(b_2 + b_1)}{m},$$

получим:

$$\ddot{z} + 2 \cdot \varepsilon \cdot \dot{z} + \omega_0 \cdot z = \frac{\omega_0^2}{1 + \alpha_c} \Delta r_i \cdot \cos(i\omega_B t) - \frac{2 \cdot \varepsilon}{1 + \alpha_B} \Delta r_i \cdot \sin(i\omega_B t). \quad (2.62)$$

Решение уравнения (2.62) ищем по методу гармонических коэффициентов в виде:

$$z = S_{a1} \cdot \cos(i\omega_B t) + S_{a2} \cdot \sin(i\omega_B t) = S_a \cdot \cos(i\omega_B t - \beta_i), \quad (2.63)$$

где S_{a1} и S_{a2} - гармонические коэффициенты; S_a - амплитуда виброперемещений массы вала; β_i - угол сдвига фаз вынужденных колебаний вала.

$$S_a = \sqrt{S_{a1}^2 + S_{a2}^2}; \operatorname{tg} \beta = \frac{S_{a2}}{S_{a1}}. \quad (2.64)$$

Подстановка решения (2.64) и его производных в дифференциальное уравнение (2.62) приводит к системе алгебраических уравнений, которые представляются следующей матрицей:

$$\begin{vmatrix} \omega_0^2 - (i \cdot \omega_B)^2 & 2 \cdot \varepsilon \cdot (i \cdot \omega_B) \\ 2 \cdot \varepsilon \cdot (i \cdot \omega_B) & \omega_0^2 - (i \cdot \omega_B)^2 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} S_{a1} \\ S_{a2} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \Delta r_i \cdot \omega_0^2 / (1 + \alpha_c) \\ -2 \cdot \varepsilon \cdot (i \cdot \omega_B) \cdot \Delta r_i / (1 - \alpha_B) \end{vmatrix}. \quad (2.65)$$

При кинематическом возбуждении колебаний валов со слабым демпфированием учитывают только упругие воздействия. Свободным членом $\frac{-2 \cdot \varepsilon \cdot (i \cdot \omega_B) \cdot \Delta r_i}{(1 - \alpha_B)}$ можно пренебречь. В этом случае:

$$S_{a1i} = \frac{\Delta r_i \omega_0^2}{(1 + \alpha_c)} \cdot \frac{\omega_0^2 - (i \omega_B)^2}{(\omega_0^2 - (i \omega_B)^2)^2 + (2 \varepsilon (i \omega_B))^2};$$

$$S_{a2i} = \frac{\Delta r_i \omega_0^2}{(1 + \alpha_c)} \cdot \frac{2 \varepsilon (i \omega_B)}{(\omega_0^2 - (i \omega_B)^2)^2 + (2 \varepsilon (i \omega_B))^2}. \quad (2.66)$$

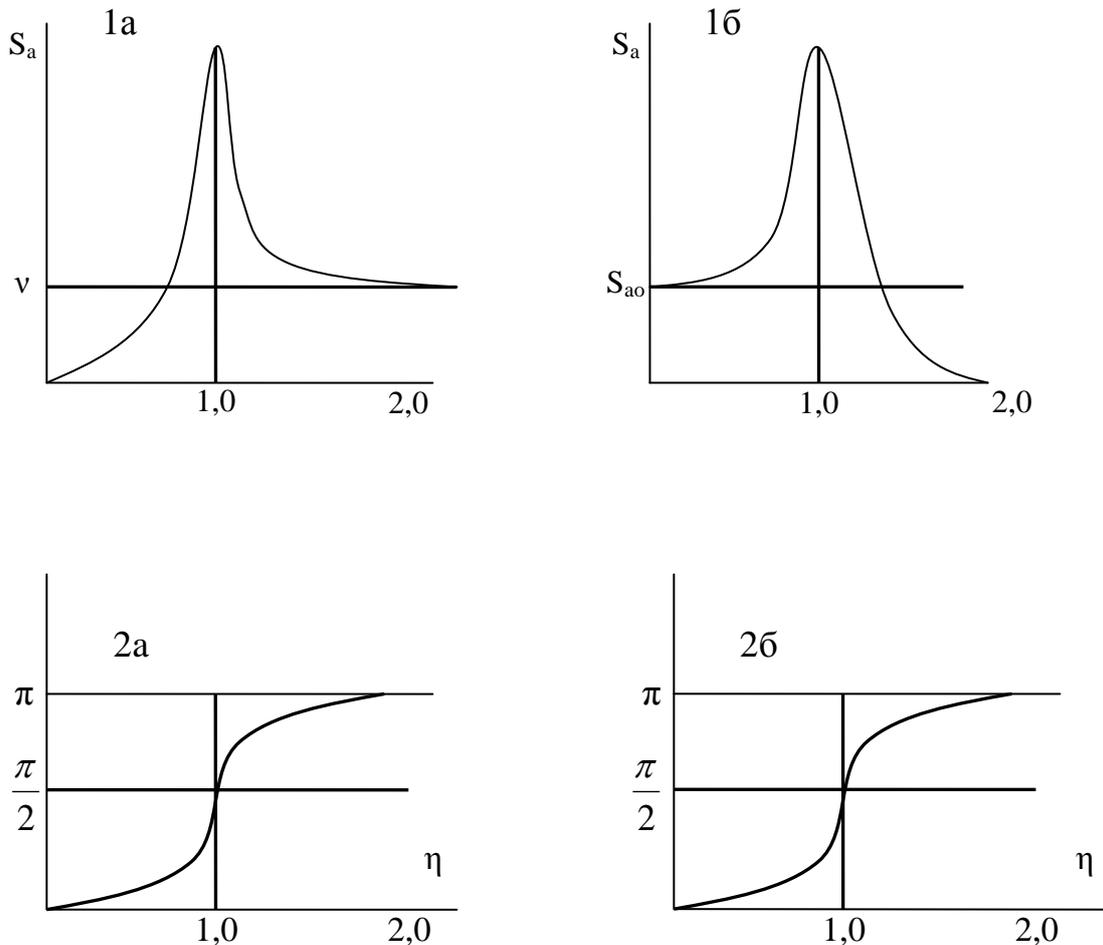


Рис. 2.10. Амплитудно-частотная (1) и фазочастотная (2) характеристики при силовом (а) и кинематическом (б) возбуждении вибрации

Амплитуда виброперемещений вала S_{ai} и угол сдвига фаз β_i , в соответствии с зависимостями (2.64), будут равны:

$$S_{ai} = \frac{\Delta r_i \cdot \omega_0^2}{(1 - \alpha_c)} \cdot \frac{1}{\sqrt{(\omega_0^2 - (i \cdot \omega_B)^2)^2 + (2 \cdot \varepsilon \cdot (i \cdot \omega_B))^2}}; \operatorname{tg} \beta_i = - \frac{2 \cdot \varepsilon \cdot (i \cdot \omega_B)}{\omega_0^2 - (i \cdot \omega_B)^2}; \quad (2.67)$$

Подставим формулы (2.63) в более удобном для использования виде, введя в них частотное отношение $\eta_i = i \cdot \omega_B / \omega_0$ и коэффициент динамического усиления колебаний при резонансе $\alpha_p = \omega_0 / (2 \cdot \varepsilon)$, получим:

$$S_{ai} = \frac{\Delta r_i}{(1 + \alpha_c)} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta_i^2)^2 + \left(\frac{\eta_i^2}{\alpha_p^2}\right)^2}}; \operatorname{tg} \beta_i = \frac{\eta_i}{(1 - \eta_i^2) \cdot \alpha_p^2}. \quad (2.68)$$

Амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики валов при силовом и кинематическом возбуждении вибрации приведены на рис. 2.10.

При кинематическом возбуждении колебаний амплитуды виброперемещений вала в дорезонансном режиме увеличиваются от величины амплитуд вибрации колеблющегося основания до максимальной величины при резонансе. В зарезонансном режиме амплитуды виброперемещений уменьшаются, асимптотически приближаясь к нулю при большом частотном отношении.

Динамические характеристики и динамические воздействия подшипников качения

В БМ используются преимущественно крупногабаритные тяжело нагруженные самоустанавливающиеся роликовые двухрядные подшипники с повышенным радиальным зазором.

Динамические явления в подшипниках качения обуславливаются нелинейностью между величиной контактной деформации тел качения и колец и нагрузкой; наличием радиальных зазоров; периодическим изменением коэффициента жесткости подшипника из-за дискретности опорных элементов (тел качения); несовершенствами и дефектами элементов подшипников качения, образовавшимися на стадии их изготовления, монтажа и эксплуатации.

Отказы БМ – это преимущественно отказы подшипников, а диагностирование оборудования зародилось и развивается как контроль и диагностика подшипников, а на некоторых предприятиях осуществляется только диагностика подшипников.

Подшипники качения трубчатых валов воспринимают все нагрузки на валы и сами являются источником вибрации валов. Диагностика валов осуществляется по параметрам вибрации корпусов подшипников.

Диагностирование подшипников качения: методы и средства, алгоритм контроля, диагностики и анализа технического состояния приведен в разделе 3.

***Диагностика трещин в цапфах и рубашках трубчатых валов
и нарушений посадок цапф и патронов***

Трещины и нарушение посадок в трубчатых валах относятся к распространенным трудно распознаваемым дефектам и повреждениям, обладающим высокой степенью риска.

Трещины в валах и других конструкциях выявляются методами ультразвукового контроля, магнитно-порошковой дефектоскопии. Трещины в цапфах можно определять этими методами.

Использование ультразвуковой дефектоскопии при определении трещин в обрезиненной рубашке вала проблематично, так как резина, другие полимерные покрытия хорошо поглощают (рассеивают) энергию ультразвуковых колебаний. Подобная проблема возникла при выявлении трещин в валах гребных винтов судов с обрезиненной поверхностью [23]. Проблема была решена применением ультразвуковых волн, направленных вдоль оси вала с торцов. Применение подобного метода выявления трещин в валах БМ проблематично из-за большой трудоемкости работ, большого количества валов и неочевидности положительного результата выявления трещин в трубчатых конструкциях при распространении волн вдоль оси вала.

Для выявления трещин в рубашках валов могут также использоваться вибрационные методы, отличающиеся простотой, возможностью их реализации непосредственно на машине. В основе вибрационных методов лежит физическая предпосылка, заключающаяся в том, что наличие трещины приводит к локальному изменению жесткости вала, и, следовательно, к изменению его собственных частот.

В развитии трещин наблюдается несколько стадий. Из-за суммирования внутренних напряжений и напряжений от внешних воздействий и усиления этих напряжений из-за неоднородности материала образуются микроскопические трещины. Вторая стадия состоит в объединении микроскопических трещин и образования макроскопической трещины, которая является мощным концентратором напряжений. Напряжение достигает предельно допустимых значений, после достижения которых, вал должен сниматься с эксплуатации или разрушается.

Трещина развивается по экспоненциальной зависимости

$$\frac{dl}{dt} = K \cdot l^n, \quad (2.69)$$

где l – размер трещины;

t – время;

K и n – коэффициенты, зависящие от материала и конструкции детали.

Чем больше размер трещины, тем интенсивней трещина увеличивается.

Из обзора многочисленных работ по диагностике трещин вытекает вывод, что появление трещины на рубашке вала при вращении вала происходит «дыхание», «схлопывание трещины». Моменты инерции и сопротивления сечения вала при вращении вала дважды за один оборот вала изменяются (рис.2.11); изменяется также прогиб вала дважды за один его оборот.

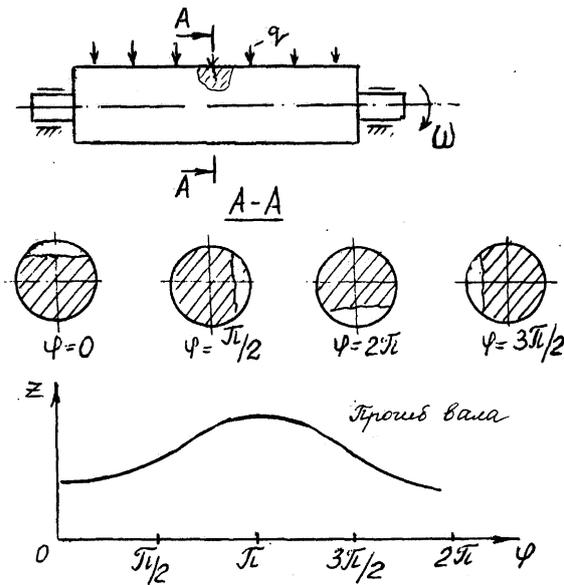


Рис. 2.11. Параметрические колебания вала с трещиной

Иначе, трещина является источником параметрических колебаний вала с частотой, равной удвоенной частоте вращения вала, так как раскрытие трещины вносит асимметрию жесткости в двух взаимно-перпендикулярных направлениях, что приводит к появлению в спектре вибросигналов модулированных понижением собственных частот колебаний вала его обратными частотами.

Заметим, что вопросам динамики и диагностики роторов с усталостными трещинами посвящена диссертационная работа Т.В. Малышевой [28]. По мнению Малышевой, при достижении площади трещины величина, равной 30 % от площади поперечного сечения вала, вал переходит в режим критического разрушения.

На основании приведенных данных вытекает, что диагностическим признаком трещины рубашки вала могут быть:

- 1) появление в спектре вибрации трубчатого вала интенсивных колебаний на удвоенной частоте вращения вала;
- 2) резкое возрастание за небольшой промежуток времени (в течение, например, суток) вибрации трубчатого вала на оборотной и удвоенной частоте вращения вала.

Следовательно, при диагностике образования и развития трещин в рубашке трубчатых валов необходим анализ тренда их вибрации на оборотной и удвоенной частотах вращения.

При ослаблении посадок патрона в рубашке вала и цапфы в патроне уменьшаются собственные частоты колебаний вала и увеличивается демпфирование вибрации. Диагностирование ослаблений может быть выявлено по уменьшению собственных частот колебаний вала и по увеличению демпфирования его колебаний, определяемых при плановом останове БМ по результатам записи и анализа затухающих колебаний валов методом широко используемого на практике «простукивания».

Запись затухающих собственных колебаний вала показана на рис. 2.12.

Амплитуды виброперемещений уменьшаются по закону геометрической прогрессии. Величиной, характеризующей интенсивность затухания колебаний, служит логарифмический декремент, равный натуральному логарифму двух последовательных амплитуд S_{an} и $S_{a(n+1)}$

$$\Lambda = \ln \frac{S_{an}}{S_{a(n+1)}}. \quad (2.70)$$

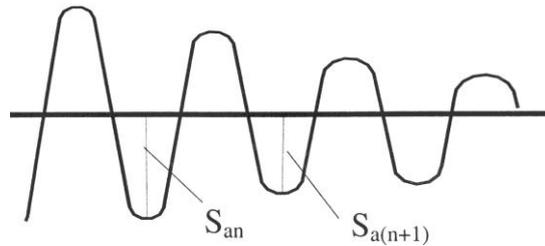


Рис. 2.12. Свободные затухающие колебания:
 $S_{an}, S_{a(n+1)}$ - амплитуды виброперемещений
в смежные моменты времени n и $(n+1)$

Современные приборные средства позволяют получить логарифмический декремент затухания непосредственно по показаниям прибора.

По логарифмическому декременту определяется коэффициент динамического усиления колебаний при резонансе $\alpha_p = \pi/\Lambda$. Возможное ослабление посадок определяют по превышению α_p среднеарифметического значения $\bar{\alpha}_p$ однотипных валов.

Особенности оценки вибрационного состояния трубчатых валов на рычагах

При рассмотренной оценке виброактивности сетко-, сукно- и бумаговедущих валов предполагалось, что корпуса подшипников, устанавливаемых на кронштейнах станин или фундамента, абсолютно жесткие, что незначительно искажает расчетные значения параметров вибрации.

Корпуса подшипников сетконатяжных и сеткоправильных валов сеточной части, прижимных валов прессов установлены на рычагах, упругая податливость которых соизмерима с упругой податливостью валов. Собственная частота колебаний этих валов определяется по формуле

$$\omega_0^2 = \frac{\omega_{0в}^2 + \omega_{0р}^2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\omega_{0в}^2 + \omega_{0р}^2}{2}\right)^2 - \omega_{0в}^2 \cdot \omega_{0р}^2}, \quad (2.71)$$

где $\omega_{0в}$ – собственная частота колебаний вала на абсолютно жестких опорах;

ω_{op} – собственная частота колебаний вала на абсолютно упругих опорах.

Виды вибрации валов, характерных только для конкретных составных частей БМ, удобней рассматривать в контексте с конструктивными особенностями этих составных частей.

Виброзащита трубчатых валов

Под виброзащитой валов понимается комплекс мероприятий, направленных на решение задач уменьшения вибрации валов при их проектировании и модернизации, а также при технической эксплуатации БМ. Применяются следующие методы виброзащиты трубчатых валов:

предотвращение и устранение резонансной вибрации;

виброизоляция и вибродемпфирование;

уравновешивание и балансировка;

обоснование предельных нормативных значений структурных параметров технического состояния валов и их диагностических признаков.

Как уже отмечалось, валы имеют статическую, моментную и динамическую неуравновешенность; различные дефекты и повреждения, износ и отклонение размеров подшипников качения; непараллельность и перекосы осей валов, а также неравность упругих свойств лицевой и приводной опор валов, упругих свойств сетки или сукна, охватывающих валы, неравномерность скорости сетки и сукна.

Опасный дефект валов – появление трещин усталостного характера в рубашке вала, а также в местах концентрации напряжений в цапфах валов, ослабление посадок цапфы и патрона.

Для каждого дефекта и повреждения, характеризующих структурные параметры технического состояния валов, обосновывается применение их предельных нормативных значений и диагностических признаков, анализируются методы виброзащиты валов в процессе технической эксплуатации БМ.

Наиболее часто применяемые методы виброзащиты и балансировки описаны в подразделе 2.3.

При резонансах, суперрезонансах и субрезонансах интенсивность вибрации валов резко увеличивается. При резонансах частоты собственных колебаний вала совпадают с частотами динамических воздействий. При суперрезонансах частоты динамических воздействий в целое число раз превышают частоты собственных колебаний вала, а при субрезонансных – в целое число раз меньше собственных частот. Нередко суперрезонанс возникает на частотах, кратных половине частоты собственных колебаний вала.

Одним из кардинальных путей виброзащиты механических систем является предотвращение резонансных и окolorезонансных колебаний, включая субрезонансные и суперрезонансные колебания путем изменения частот возбуждающих колебания сил и (или) частот собственных колебаний конструкции. Применительно к трубчатым валам БМ частоты возбуждающих колебания сил определяется при неизменном диаметре вала скоростью БМ. Очевидно, что при эксплуатации БМ изменение диаметров валов и скорости БМ для обеспечения

требуемой частоты вращения валов неприемлемо. Повысить собственную частоту колебаний валов при неизменной их конструкции невозможно.

Следовательно, единственный путь предотвращения резонансов валов при их эксплуатации является понижение собственных частот колебаний трубчатых валов – установкой под корпуса подшипников упругих элементов – виброизоляторов. Для предотвращения резонансов и повышенных околорезонансных колебаний частоты собственных колебаний вала на виброизоляторах должны быть меньше рабочей частоты вращения в 1,3...1,5 раза. При этом следует иметь в виду, что при пуске и остановке БМ при определенной скорости возможно проявление так называемого пуско-остановочного резонанса. Для уменьшения параметров вибрации валов при пуско-остановочном резонансе необходимо иметь виброизоляторы с хорошими демпфирующими свойствами.

При соответствующем подборе упруго-демпфирующих характеристик виброизоляторов можно предотвратить повышенную вибрацию сетко-, сукно-, бумаговедущих валов при их эксплуатации.

3. КОНТРОЛЬ, ДИАГНОСТИКА И АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН

Валы БМ вращаются в самоустанавливающихся двухрядных роликовых подшипниках преимущественно с неподвижным наружным кольцом и вращающимся совместно с валом внутренним кольцом. Имеются валы, в которых неподвижное кольцо внутреннее, а подвижное - внешнее.

подавляющая часть отказов оборудования связана с отказами подшипников качения. В настоящее время диагностика машин и оборудования – это, прежде всего, диагностика подшипников. Повышение надежности подшипников, увеличение срока их работы – это одно из важных направлений повышения эффективности работы оборудования.

В разделе приводятся режимы работы подшипников, структурные параметры их технического состояния и диагностические признаки, методы и средства диагностирования, даются также сведения о подшипниках скольжения и жидкостного трения, анализируются динамические воздействия на подшипники и подшипников на валы и поддерживающие конструкции машин.

3.1. Режимы работы, кинематика и динамика подшипников качения

Режимы работы подшипников качения

Режимы работы подшипников качения различают в зависимости от вида нагружения и от их кинематических особенностей.

Режимы работы подшипников в зависимости от вида нагружения:

статического и ударного (динамического);

маятниковых колебаний (первый режим);

круговых колебаний цапфы вала (второй режим), каскадного движения цапфы (третий режим);

режим опрокидывания.

Режимы работы подшипников в зависимости от кинематических особенностей:

с вращающейся цапфой и неподвижным корпусом подшипника;

с неподвижной цапфой и вращающимся корпусом подшипника;

с вращающимися цапфой и корпусом;

с циклической неравномерностью вращения цапфы или корпуса.

В зависимости от наличия и качества смазки режим работы подшипников может быть с сухим трением, с жидкостным трением, с промежуточными видами трения: граничным, полусухим, полужидкостным и др. Кроме того, при определенных условиях в подшипниках возникает режим автоколебаний.

Подшипниковые узлы выполняются без зазора и с зазором. В большинстве подшипниковых узлов предусматриваются гарантированные радиальные зазоры. Подшипники с гарантированным натягом применяются обычно в шпинделях станочного оборудования. В отсасывающих валах некоторых БМ применяются уникальные трехкольцевые подшипники.

В зависимости от отношения динамических нагрузок F_d к статическим F_c ($K_d = F_d/F_c$) существует три режима работы подшипников: маятниковый ($K_d < 1$), ударный ($K_d \approx 1$), круговой ($K_d > 1$). Для валов бумагоделательного оборудования $K_d < 1$ и лишь в отдельных случаях встречается второй и третий режимы. Режимы работы подшипников показаны на рис. 3.1.

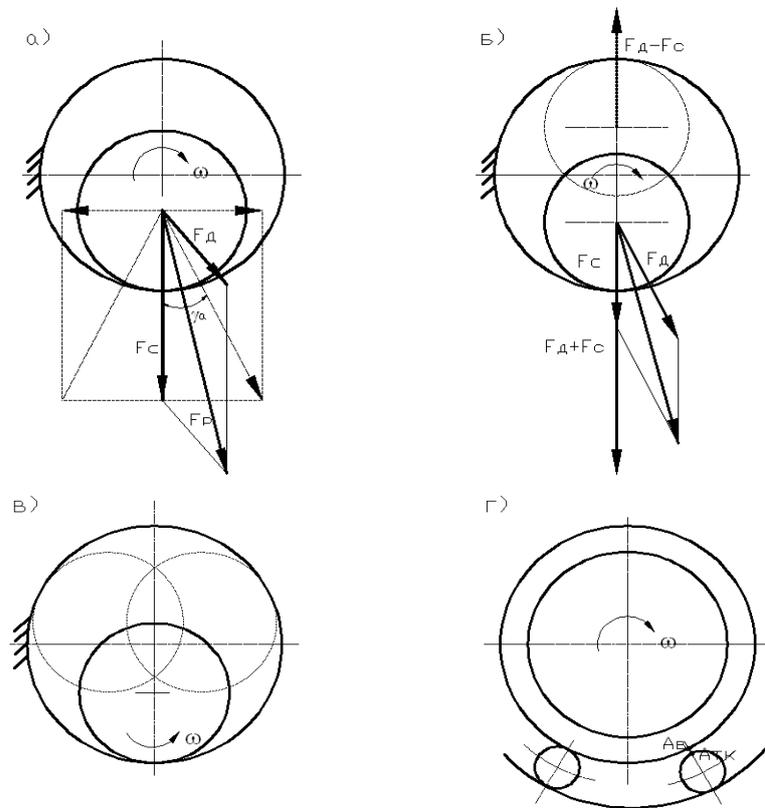


Рис. 3.1. Режимы работы подшипников: а - маятниковый, $F_d < F_c$; б - круговой, $F_d > F_c$; в - каскадный, $F_d \approx F_c$; г - опрокидывания

При маятниковом режиме вектор равнодействующей статических и динамических нагрузок колеблется около положения вектора статической нагрузки с амплитудой γ_a , определяемой по формуле

$$\operatorname{tg} \gamma_a = K_d. \quad (3.1)$$

При круговом режиме работы подшипников $F_d > F_c$ тела качения обкатываются по беговой дорожке неподвижного кольца подшипника. Ось цапфы вала совершает круговые колебания с амплитудой, равной половине радиального зазора Δ (без учета деформации конструкций подшипникового узла).

При каскадном режиме работы подшипника $F_d \approx F_c$ угол γ находится в пределах $180 > \gamma > 90$, цапфа поднимается на некоторую величину $\Delta > h > \Delta/2$, а затем под действием статических нагрузок падает, возникает ударная нагрузка на подшипник.

Наиболее неблагоприятным является незначительная разница в величине статической и динамической нагрузок $K_d \approx 1,0$; $F_d = (1 - \varepsilon) \cdot F_c$, где ε незначительно меньше единицы. В этом случае цапфа вала в подшипнике совершает каскадные колебания, приводящие к ударам при падении вала с максимальной «высоты», близкой к радиальному зазору в подшипнике.

При маятниковом режиме работы подшипники возбуждают вибрацию на частоте, определяемой по формуле (3.2)

$$f_{0M} = \frac{f}{2} \cdot (1 - d/d_0 \cdot \cos \beta) \cdot z, \quad (3.2)$$

где f – частота вращения внутреннего кольца подшипника;

d – диаметр тел качения;

d_0 – диаметр окружности, проходящий через центры тел качения;

z – количество тел качения в одном ряду роликового двухрядного подшипника;

β – угол контакта тел качения в двухрядном подшипнике.

При повышенных радиальных зазорах в подшипниках возможен маятниковый резонанс, при котором частота вращения вала совпадает с собственной частотой маятниковых колебаний f_{0M} .

Собственная частота маятниковых колебаний абсолютно жесткого вала на абсолютно жестких опорах определяется как для математического маятника по формуле

$$f_{0M} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\Delta}}. \quad (3.3)$$

При радиальном зазоре $\Delta = 0,5 \dots 1,0$ мм; $f_{0M} = 23 \dots 32$ Гц, что соизмеримо с подшипниковыми частотами и с частотами собственных колебаний валов. Возможны маятниковые резонансы, суб- и суперрезонансы с частотами вращения валов и с подшипниковыми частотами.

Радиальные зазоры в подшипниках понижают низшие частоты собственных колебаний валов, в том числе гибких валов на абсолютно жестких опорах. Низшая частота собственных колебаний такого вала может быть определена по формуле

$$\omega_0 = \omega_{0B} / \sqrt{1 + \omega_{0B}^2 / \omega_{0M}^2}, \quad (3.4)$$

где ω_{0B} – собственная частота колебаний вала на абсолютно жестких опорах.

Влияние зазора в подшипниках при первом режиме их работы аналогично влиянию дополнительной жесткости, введенной между цапфой вала и корпусом подшипника. Следовательно, вместо зазора в расчетную схему вала может быть введена некоторая квазижесткость подшипника.

Величина этого коэффициента жесткости пропорциональна массе вала и обратно пропорциональна величине радиального зазора

$$C_M = m \cdot g / \Delta . \quad (3.5)$$

Заметим, что посадочные зазоры крупногабаритных двухрядных сферических подшипников в бумагоделательном оборудовании достигают 0,5...1,0 мм. Следовательно, собственные частоты маятниковых колебаний валов могут быть в пределах 20...60 Гц.

Одним из источников колебаний валов при наличии радиального зазора является кинематическое воздействие подшипников качения, обусловленное перекаткой внутреннего кольца с парного на непарное число тел качения.

Схема опирания внутреннего кольца подшипника на нечетное и четное количество роликов показана на рис. 3.2.

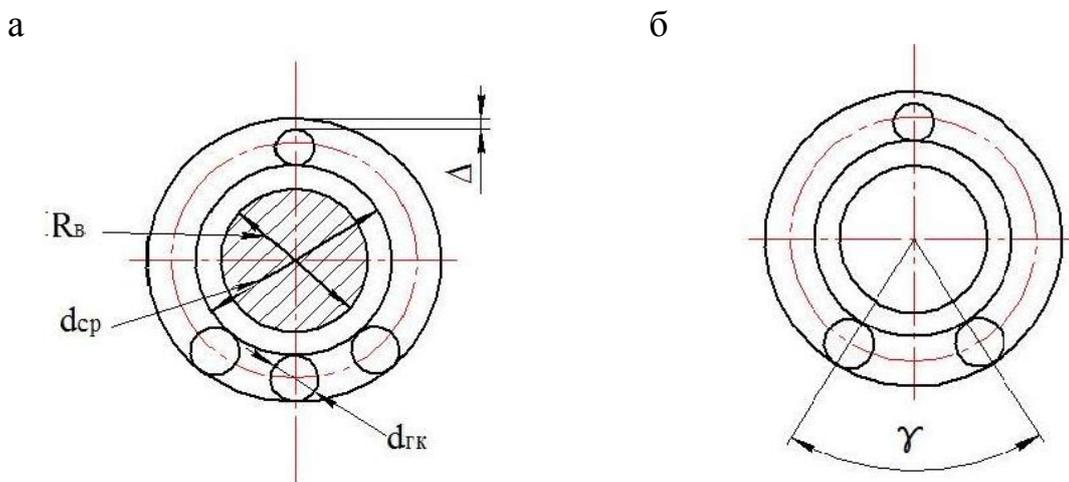


Рис. 3.2. Схема опирания внутреннего кольца подшипника на нечетное (а) и четное (б) число тел качения

При переходе с четного на нечетное число тел качения изменяются нагрузки на тела качения и беговые дорожки колец, а, следовательно, изменяются контактные деформации и радиальные зазоры в подшипниках, что приводит к возбуждению параметрических колебаний валов. Таким образом, в подшипниках из-за перехода с четного на нечетное число тел качения проявляется кинематическое и параметрическое возбуждение колебаний валов. С увеличением радиального зазора в подшипниках оба вида колебаний увеличиваются.

Схема кинематического воздействия подшипников качения приведена на рис. 3.3.

С рассмотренной точки зрения идеальным могли быть подшипники с минимальным радиальным зазором.

При наличии радиального зазора радиальная жесткость подшипника периодически изменяется из-за того, что внутреннее кольцо подшипника опирается на четное и нечетное число тел качения. Периодические составляющие радиальной жесткости могут достигать 25 % от среднего значения. Частота их равна $z \cdot f_c$, где f_c - частота вращения сепаратора.

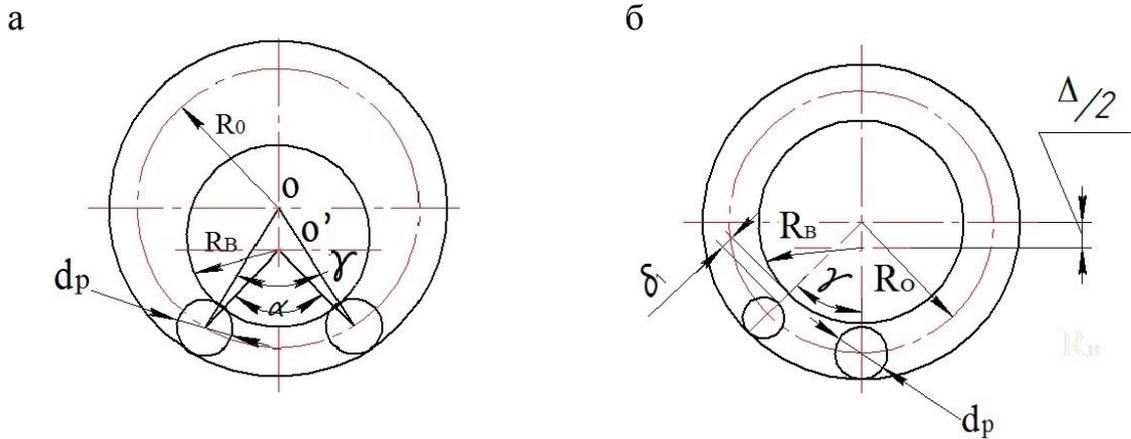


Рис. 3.3. Схема кинематического воздействия подшипников качения при опирании внутреннего кольца подшипника на четное (а) и нечетное (б) число тел качения

Изменение радиальной жесткости подшипника и является причиной параметрических колебаний вала на таких подшипниках.

При повышенном радиальном зазоре подшипников возникает так называемый режим опрокидывания, заключающийся в следующем. В подшипниках с повышенным зазором, малым числом тел качения и небольшой радиальной нагрузкой в некоторые моменты времени нагрузка воспринимается одним телом качения (рис. 3.3,б). Положение внутреннего кольца становится неустойчивым. Кольцо стремится принять устойчивое положение с опорой на два тела качения. При этом происходит процесс опрокидывания: прямое опрокидывание в направлении вращения сепаратора и обратное опрокидывание – в противоположном направлении. Возникает ударное контактное нагружение тела качения и беговых дорожек подшипника.

Под режимом ударного (динамического) нагружения подшипников понимается динамическое воздействие, переменное по модулю, но неизменное по направлению. В беззазорных подшипниках (с гарантированным натягом) режимы маятниковых, каскадных колебаний и опрокидывания в явной форме не проявляются, а режим круговых колебаний может быть лишь из-за упругих деформаций узлов трения.

Анизотропность корпусов подшипников

Анизотропность корпусов подшипников валов проявляется в том, что их главные оси жесткости в общем случае не совпадают с вертикальным OZ и горизонтальным направлением OX , параллельным оси БМ.

Пусть коэффициенты жесткости и коэффициенты сопротивления опор корпуса по направлению главных осей жесткости равны: C_{k1} и C_{k2} ; b_{k1} и b_{k2} , причем $C_{k1} \gg C_{k2}$.

При перемещении корпуса подшипника по направлению осей OZ и OX на величину z_k и x_k на корпус будут действовать реакции опор соответственно по направлениям осей OZ и OX , равные:

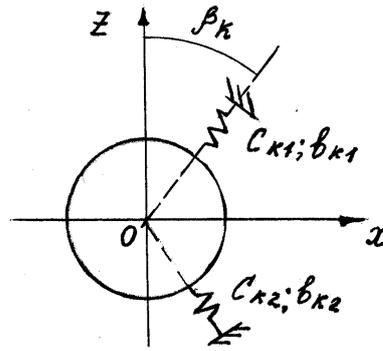


Рис. 3.4. К определению анизотропных опор

$$\begin{aligned}
 R_{kx} &= -C_{k1} \cdot (a_{k2} \cdot x + a_{k3} \cdot z) - b_{k1} \cdot (a_{k2} \cdot \dot{x} + a_{k3} \cdot \dot{z}), \\
 R_{kz} &= -C_{k2} \cdot (a_{k1} \cdot z + a_{k3} \cdot x) - b_{k1} \cdot (a_{k1} \cdot \dot{z} + a_{k3} \cdot \dot{x}),
 \end{aligned} \tag{3.6}$$

где $a_{k1} = \cos^2 \beta_k + v_k \cdot \sin^2 \beta_k$; $a_{k2} = \sin^2 \beta_k + v_k \cdot \cos^2 \beta_k$;
 $a_{k3} = (1 - v_k) \cdot \sin \beta_k \cdot \cos \beta_k$; $v_k = C_{k2}/C_{k1} = b_{k2}/b_{k1}$.

Аксиальные колебания валов в самоустанавливающихся сферических подшипниках

Валы БМ вращаются преимущественно в сферических самоустанавливающихся подшипниках качения. Рассмотрим более подробно кинематику и динамику этих подшипников. Общие сведения о подшипниках качения, приведенные в настоящем подразделе, применимы также к сферическим подшипникам.

Рабочей поверхностью наружного кольца самоустанавливающихся подшипников качения является сфера, что обеспечивает работу подшипника при значительном перекосе внутреннего кольца относительно наружного.

Но при перекосе внутреннего кольца относительно оси вала, а также при динамическом прогибе вала точка контакта тел качения с беговой дорожкой наружного кольца перемещается в осевом направлении (рис. 3.5,а). Это приводит к появлению сил трения и переменной осевой составляющей реакции наружного кольца подшипника на тела качения, а через них – на внутреннее кольцо и на вал. Торцовое биение роликов на радиусе R_c сферы при $\sin \alpha \approx \alpha$ составит

$$a = R_c \cdot \alpha \cdot \cos \omega t = S_{ao} \cdot \cos \omega t, \tag{3.7}$$

где S_{ao} - амплитуда торцового биения роликов.

Угол поворота внутреннего кольца α зависит от динамического прогиба вала u_d в середине пролета $\alpha = 16 \cdot u_d / (5 \cdot l)$, где l – длина пролета вала.

Вал можно представить опирающимся на четыре нити, соответствующие четырем рядам роликов (рис.3.5,б). При аксиальных колебаниях вал может «качаться» либо только на двух нитях с лицевой и приводной стороны, либо происходит перераспределение нагрузки между нитями на одной из опор или обеих опорах.

Для выявления качественных зависимостей аксиальных колебаний валов рассмотрим упрощенную модель, когда вал перемещается на двух параллельно расположенных нитях каждой из опор (рис. 3.5,б). В этом случае вал можно представить в виде сосредоточенной массы, перемещающейся в аксиальном направлении на однониточном подвесе длиной R_c в пределах осевой игры подшипника, которая в несколько раз больше радиального зазора. Амплитуда осевой игры определяется по формуле

$$S_{az} = \sqrt{R_c^2 - (R_c - \Delta)^2 \cdot \cos^2 \beta - (R_c - \Delta/4) \cdot \sin \beta}, \quad (3.8)$$

где Δ - радиальный зазор.

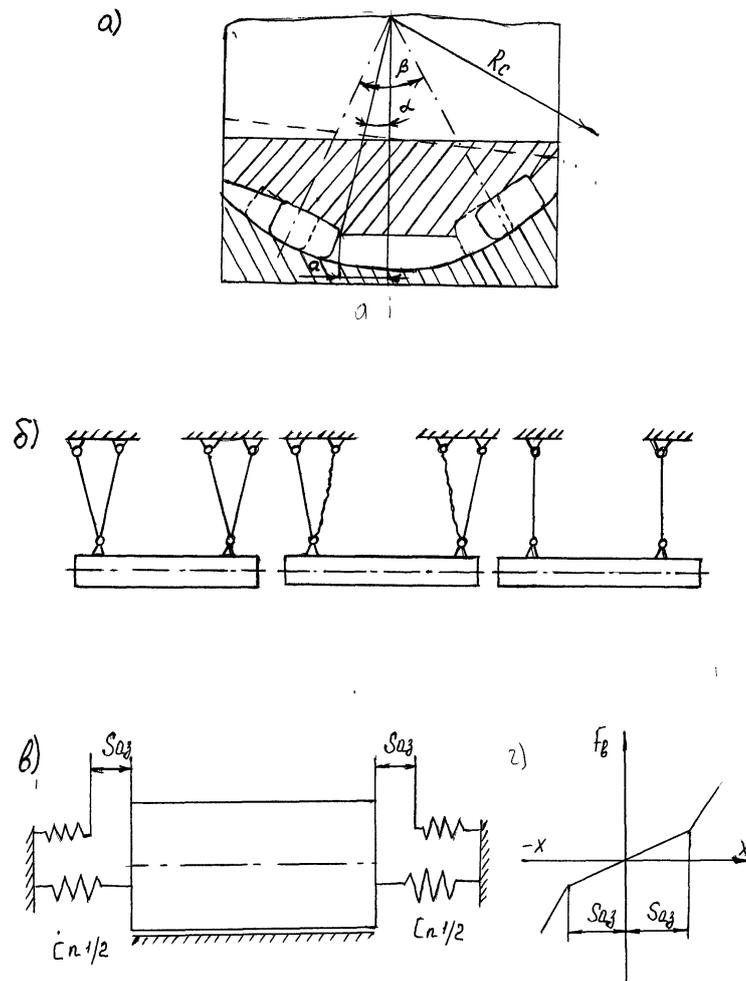


Рис. 3.5. К динамической модели аксиальных колебаний вала: а – схема перекоса внутреннего кольца подшипника; б – маятниковые модели; в – модели аксиальных колебаний вала со ступенчатыми упругими силами (г)

При ослаблениях крепления корпусов подшипников, малой жесткости опорных рам, ослаблении болтовых стыков, при прочих проявлениях слабину, даже при незначительной неуравновешенности, не превышающей допустимых значений, может возникать интенсивная вибрация корпусов подшипников вала

на оборотной частоте. Это может привести к ошибкам при принятии решений о балансировке роторов.

В тех случаях, когда амплитуда аксиальных виброперемещений превысит амплитуду осевой игры подшипника, произойдет упругий осевой удар тел качения о наружное кольцо подшипника (рис. 3.5,в). Аксиальная жесткость корпуса подшипника – ступенчато-линейная (рис. 3.5,г). Заметим, что эквивалентная по восстанавливающей силе маятника жесткость подшипника до выборки радиального зазора (рис. 3.5,в) определяется по формуле $C_{nl} = m_B \cdot g / R_c$. Перекос внутреннего кольца подшипника представляется в виде гармонического перемещения точки подвеса маятника с частотой вращения вала.

Динамические модели аксиальных колебаний вала при кинематическом и силовом воздействии приведены на рис. 3.6.

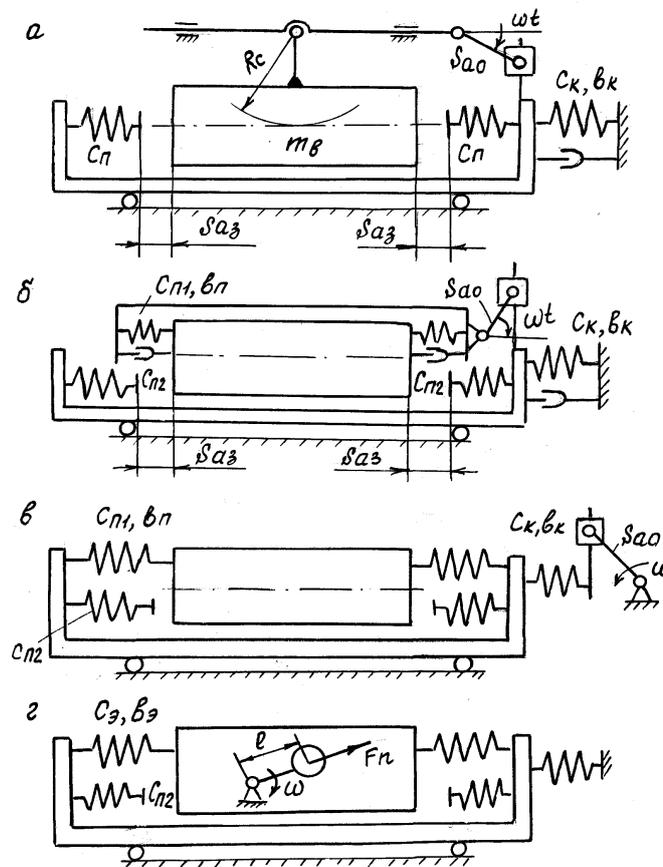


Рис. 3.6. Динамические модели аксиальных колебаний валов:
 а,б – от перекоса внутреннего кольца подшипника;
 в – от внешних источников; г – от силового воздействия

На рис. 3.6 обозначено: m_B, m_k – массы вала, корпуса подшипника с присоединенными конструкциями; C_n – коэффициент жесткости подшипника качения в осевом направлении при амплитудах виброперемещений больших амплитуд осевой игры; C_k, b_k – коэффициенты соответственно жесткости и неупругих сопротивлений корпуса подшипника и поддерживающих конструкций.

Дифференциальные уравнения аксиальных колебаний валов нелинейные из-за кусочно-линейных характеристик жесткости подшипников. Вывод и решение этих уравнений приведены в [7].

Кинематика подшипников качения

Для идентификации дефектов при применении современных методов анализа вибрационного сигнала (далее - ВС), для выявления диагностических признаков дефекта необходимо знать частотный состав вибрации, возбуждаемой каждым дефектом. Этот частотный состав зависит от конструктивных параметров и режима работы подшипников, от частот вращения наружного и внутреннего колец. Он определяется из кинематических соотношений элементов подшипников.

Кинематический анализ подшипников качения заключается в определении абсолютных частот вращения сепаратора и тел качения и частот вращения этих элементов относительно наружного и внутреннего колец. Эти частоты вращения необходимы при диагностировании подшипников, для нахождения так называемых подшипниковых частот и частот соударений элементов подшипника при наличии дефектов на беговых дорожках колец и на телах качения.

Кинематические параметры подшипника определяются при следующих исходных данных (рис. 3.7): d_0 - средний диаметр подшипника; $d_{т.к}$ - диаметр тел качения; β - угол контакта; z - число тел качения в одном ряду; $f_{в.н}$ - частоты вращения соответственно внутреннего и наружного колец, об/с.

Параметры подшипников определяются по каталогам-справочникам или непосредственным измерением. Ориентировочно эти параметры можно определить по следующим формулам:

средний диаметр подшипника d_0 определяется как полусумма диаметров посадочных мест внутреннего d_1 и наружного d_2 колец подшипника:

$$d_0 \approx (d_1 + d_2)/2 ;$$

диаметр тел качения двухрядного сферического подшипника

$$d_{т.к} \approx 0,25 \cdot (d_2 - d_1) ;$$

роликов в одном ряду

$$z \approx (4 \dots 5) \cdot \frac{d_1 + d_2}{d_2 - d_1}.$$

Для исследования кинематики подшипников используем метод обращения, применяемый в теории машин и механизмов. Придадим подшипнику вращение с частотой, равной и противоположной частоте вращения сепаратора, и по формуле Виллиса напишем соотношение между частотами вращения колец и сепаратора

$$\frac{f_B - f_C}{f_H - f_C} \cdot u_{СВН} = - \frac{d_0 + d_{т.к}}{d_0 - d_{т.к}} = - \frac{1 + \alpha}{1 - \alpha}, \quad (3.9)$$

где $u_{СВН}$ - передаточное отношение между внутренним и наружным кольцом обращенного подшипника;

$\alpha = d_{Т.К}/d_0$ – отношение диаметров, для двухрядного сферического подшипника $\alpha = d_{Т.К} \cdot \cos \beta / d_0$.

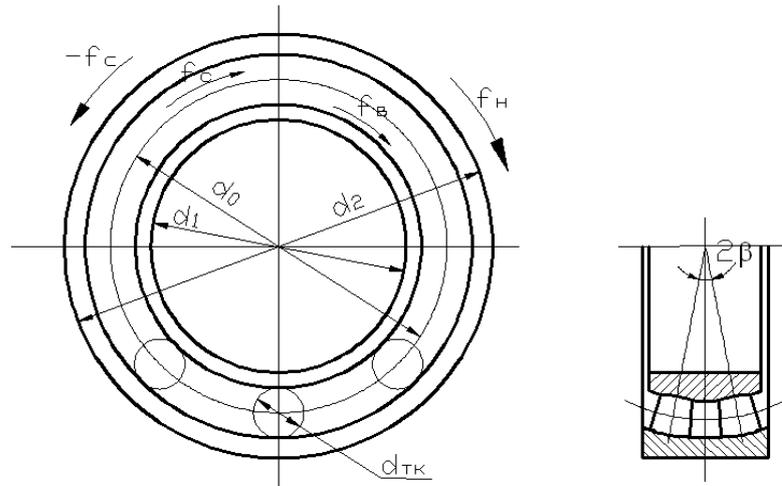


Рис.3.7. Сферический роликовый самоустанавливающийся подшипник

Из формулы (3.9) находится частота вращения сепаратора

$$f_c = \frac{f_H}{2} \cdot (1 + \alpha) + \frac{f_B}{2} \cdot (1 - \alpha),$$

при неподвижном наружном кольце

$$f_c = \frac{f_B}{2} \cdot (1 - d_{Т.К} \cdot \cos \beta / d_0); \quad (3.10)$$

при неподвижном внутреннем кольце

$$f_c = \frac{f_B}{2} \cdot (1 + d_{Т.К} \cdot \cos \beta / d_0). \quad (3.11)$$

Частота вращения тела качения определяется также по методу обращения

$$\frac{f_B - f_c}{f_{ТК} - f_c} = - \frac{d_{ТК}}{d_0 - d_{ТК}} = - \frac{\alpha}{1 - \alpha} \quad \text{или} \quad \frac{f_H - f_c}{f_{ТК} - f_c} = - \frac{d_{ТК}}{d_0 + d_{ТК}} = \frac{\alpha}{1 + \alpha},$$

откуда
$$f_{ТК} = \frac{f_H}{2} \cdot \left(\frac{1}{\alpha} + 1\right) - \frac{f_B}{2} \cdot \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right), \quad (3.12a)$$

или
$$f_{ТК} = \frac{f_H}{2} \cdot \left(\frac{d_0}{d_{ТК} \cdot \cos \beta} + 1\right) - \frac{f_B}{2} \cdot \left(\frac{d_0}{d_{ТК} \cdot \cos \beta} - 1\right). \quad (3.12б)$$

Относительные частоты вращения элементов подшипников качения: сепаратора относительно наружного кольца подшипника

$$f_{сн} = |f_c - f_H| = \left| (1 - \alpha) \cdot \frac{f_B - f_H}{2} \right|;$$

сепаратора относительно внутреннего кольца

$$f_{св} = |f_c - f_B| = \left| ((1 - \alpha)^2) \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{f_H - f_B}{2} \right|;$$

тел качения относительно сепаратора

$$f_{\text{TK,C}} = |f_{\text{TK}} - f_{\text{C}}| = \left| \frac{1}{\alpha} \cdot (1 - \alpha)^2 \right|,$$

или

$$f_{\text{TK,C}} = \frac{f_{\text{H}} - f_{\text{B}}}{2} \cdot \frac{d_0}{d_{\text{TK}}} \cdot \left(1 - \frac{d_{\text{TK}}^2}{d_0^2} \cdot \cos^2 \beta \right). \quad (3.13)$$

Подшипниковые частоты (частоты «мерцания», частоты перекачки тел качения относительно вектора статической нагрузки)

$$f_{\text{H}} = f_{\text{C}} \cdot z = \left| \frac{f_{\text{H}}}{2} \cdot (1 + \alpha) + \frac{f_{\text{B}}}{2} \cdot (1 - \alpha) \right| \cdot z.$$

Частота соударений в подшипниках при наличии единичного дефекта: на беговой дорожке наружного кольца

$$f_{\text{yH}} = f_{\text{CH}} \cdot z = \left| (1 - \alpha) \cdot \frac{f_{\text{B}} - f_{\text{H}}}{2} \right| \cdot z;$$

на беговой дорожке внутреннего кольца

$$f_{\text{yB}} = f_{\text{CB}} \cdot z = \left| (1 - \alpha) \cdot \frac{f_{\text{H}} - f_{\text{B}}}{2} \right| \cdot z.$$

Частота соударений при единичном дефекте на теле качения о наружное и внутреннее кольцо равняется $2 \cdot f_{\text{TK,C}}$.

В международной практике применяются при диагностировании следующие обозначения характерных подшипниковых частот:

FTF – частота вращения сепаратора;

BPFI – частота следования тел качения по внутреннему кольцу;

BPFO – частота следования тел качения по наружному кольцу;

BSF – частота вращения тела качения.

Вибрация вала и корпусов подшипников является следствием периодических отклонений оси вращения от геометрической оси. Источником этой вибрации являются геометрические неточности и переменная податливость элементов подшипников. Разностенность внутреннего кольца подшипника приводит к вибрации с частотой 1-й гармоники вала, овальность – 2-й гармоники.

Частоты колебаний при кинематическом возбуждении из-за волнистости беговых дорожек, вызванных погрешностями их изготовления или нецилиндричностью посадочных мест внутреннего и наружного колец, определяются по формулам:

при маятниковом режиме работы подшипника

$$f_{\text{KB}_1} = k_{\text{B}} \cdot z \cdot |f_{\text{B}} - f_{\text{C}}|; \quad f_{\text{KH}_1} = k_{\text{H}} \cdot z \cdot |f_{\text{H}} - f_{\text{C}}|;$$

при круговом режиме работы подшипника

$$f_{\text{KB}_3} = k_{\text{B}} \cdot z \cdot f_{\text{C}}; \quad f_{\text{KH}_3} = k_{\text{H}} \cdot z \cdot f_{\text{C}},$$

где k_{B} и k_{H} – количество волн на беговых дорожках соответственно наружного и внутреннего колец $k_{\text{HB}} = 1, 2, 3, 4, \dots$.

Частота колебаний вследствие волнистости тел качения равна

$$f_{\text{TKB}} = 2 \cdot k_{\text{TK}} \cdot |f_{\text{TK}} - f_{\text{C}}|,$$

где $k_{\text{ТК}}$ - число граней (волн) на поверхности тела качения.

В случаях, когда параметры подшипников неизвестны, основные частоты их могут быть определены по ориентировочным формулам:

частота вращения сепаратора

$$f_c = \left(\frac{1}{2} \mp \frac{1,2}{z} \right) \cdot f_{об}; \quad (3.14)$$

подшипниковая частота

$$f_n \approx \left(\frac{z}{2} - 1,2 \right) \cdot f_{об}, \quad (3.15)$$

где знак «-» для внутреннего вращающегося кольца, знак «+» для наружного кольца;

частота вращения тел качения

$$f_{\text{ТК}} = \left(\frac{z}{2} - \frac{1,2}{z} \right) \cdot f_{об}. \quad (3.16)$$

В двухрядных подшипниках частоты колебаний, возбуждаемые каждым рядом, могут не совпадать. В этом случае в спектре колебаний обнаруживаются частоты биений и гармоник. В случае действия на подшипники только радиальной нагрузки при расчете частотного состава динамических воздействий следует учитывать суммарное число тел качения в обоих рядах. При осевой нагрузке при расчетах следует принимать количество тел качения в одном ряду, поскольку только один ряд проходит дефектную зону. Когда состояние подшипников ухудшается, и дефект распространяется на вторую его половину, увеличиваются колебания на второй гармонике подшипниковой частоты.

Помимо этих основных частот в подшипниках качения возбуждаются колебания на комбинационных частотах, являющихся результатом взаимодействия нескольких дефектов. Например, дефект сепаратора возбуждает модуляционные компоненты $(k \cdot f_n \pm n \cdot f_c)$ в окрестности подшипников по наружному кольцу $k \cdot f_n$; дефект внутреннего кольца возбуждает колебания с частотой взаимодействия с наружным кольцом $(k \cdot f_n \pm n \cdot f_b)$ и с телами качения $k \cdot (f_b - f_c)$.

Возможны также различные комбинации этих и других составляющих, в результате чего в спектре вибраций появляются комбинационные частоты вида:

$$k \cdot f_n \pm n \cdot (g \cdot f_n \pm m \cdot f_b), \quad k \cdot f_n \pm n \cdot (g \cdot f_b \pm m \cdot f_c), \quad (3.17)$$

где $k = 1, 2, 3, \dots$; $n = 1, 2, 3, \dots$; $g = 1, 2, 3, \dots$; $m = 1, 2, 3, \dots$.

Возможны и другие комбинации частот возбуждения, в том числе с оборотными частотами, обусловленными неуравновешенностью ротора.

При интенсивных ударных воздействиях, например, из-за развитого единичного дефекта на неподвижном кольце, возбуждаются колебания на собственных частотах узлов, модулированные колебаниями на подшипниковых частотах $f_0 \pm k \cdot f_n$.

**Собственные частоты колебаний
конструктивных элементов подшипников качения**

При работе оборудования нередко возбуждаются колебания конструктивных элементов подшипников на собственных частотах. Приведем некоторые зависимости для определения собственных частот колебаний конструктивных элементов подшипников и роторов на подшипниках.

Собственные частоты колебаний f_{ok} , кГц, наружного кольца подшипника качения определяются по формуле

$$f_{ok} = 0,41 \cdot 10^3 \cdot \frac{\sqrt{b \cdot d_H \cdot (1 - d_B/d_H)}}{d_H^2} \cdot \frac{(m+1)^2 \cdot [(m+1)^2 - 1]}{\sqrt{(m+1)^2 + 1}}, \quad (3.18)$$

где b ; d_H ; d_B – ширина, наружный и внутренний диаметры кольца подшипника, мм;

$m = 1, 2, \dots$ – номер гармоники.

При увеличении наружного диаметра подшипника частота собственных колебаний уменьшается прямо пропорционально величине $d_H^{-3/2}$.

Резонансные частоты подшипников f_{on} , Гц в горизонтальном направлении (маятниковые) определяются по формуле

$$f_{on} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{g \cdot z_T}{\Delta \cdot k}}, \quad (3.19)$$

где g – ускорение свободного падения тела, $g = 9800$ мм/с²;

z_T – количество тел качения в контакте;

Δ – величина радиального зазора в подшипнике;

k – коэффициент, учитывающий количество тел качения ($k = 5,2$ – для шарикоподшипников; $k = 4,6$ – для роликоподшипников).

Маятниковую собственную частоту горизонтальных колебаний вала в подшипнике можно также определить по приближенной формуле:

$$f_{om} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\Delta}}. \quad (3.20)$$

Собственная частота вертикальных колебаний жесткого ротора в подшипниках качения определяется ориентировочно по формуле

$$f_{oz} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{C_{\Pi}}{K \cdot m_B}}, \quad (3.21)$$

где C_{Π} – коэффициент жесткости подшипника;

m_B – масса ротора;

K – коэффициент, учитывающий долю массы ротора, приходящейся на рассматриваемый подшипник.

Для определения коэффициента жесткости подшипников качения в направлении действия статических нагрузок воспользуемся зависимостями

между деформацией δ и нагрузкой F на подшипник, приведенными в справочниках [11,12]. В общем случае эти зависимости определяются по формуле

$$\delta = \alpha^{-1} \cdot F^b, \quad (3.22)$$

где α и b – параметры, зависящие от типоразмеров и вида нагрузки (радиальная или осевая). Параметры α и b для некоторых типов подшипников приведены в табл. 3.1, в которой приняты следующие обозначения: z – число тел качения в одном ряду; i – число рядов тел качения в подшипнике; β – угол контакта тел качения; $d_{ш}, d_p, l_p$ – соответственно диаметры шариков и роликов, длина роликов, м.

При использовании параметров α и b из табл. 3.1 размерности деформации следует принимать в метрах, а размерности нагрузки в ньютонах.

Таблица 3.1

Параметры α и b для подшипников качения

Тип подшипника	Вид нагрузки	Формула для определения параметра α	Параметр b
Роликовые с линейным контактом роликов с обеими дорожками качения	Рад	$70 \cdot 10^6 \cdot (i \cdot z)^{0,9} (\cos \beta)^{1,9} l_p^{0,8}$	0,9
	Акс	$70 \cdot 10^6 \cdot z^{0,9} (\sin \beta)^{1,9} l_p^{0,8}$	
Радиальные сферические подшипники с бочкообразными роликами	Рад	$40 \cdot 10^6 \cdot (i \cdot z)^{2/3} (\cos \beta)^{2/3} d_p^{1/3}$	2/3

Коэффициент жесткости подшипника при статической нагрузке $F = F_0$ равен

$$C_0 = \alpha \cdot F_0^{1-b}. \quad (3.23)$$

В подшипниках качения $b < 1,0$, жесткость подшипников возрастает с увеличением статической нагрузки.

Жесткость подшипника изменяется также из-за периодической перекатки подвижного кольца с четного на нечетное число тел качения с подшипниковой частотой f_n , а также из-за периодического изменения нагрузки на подшипник со стороны вала, например из-за неуравновешенности последнего. Таким образом, колебания вала на подшипнике качения описываются следующим линейным параметрическим дифференциальным уравнением:

$$m \cdot \ddot{\delta} + b \cdot \dot{\delta} + C_0(\delta, t) \cdot \delta = F(t), \quad (3.24)$$

где δ – перемещение вала; m, b, C_0 – соответственно масса вала, коэффициент неупругих сопротивлений и коэффициент жесткости подшипника при статическом нагружении; $F(t)$ – сила, действующая на подшипник.

В заключение отметим, что в идеальных (бездефектных) подшипниках качения имеются параметрические и кинематические воздействия, а также воздействия сил трения. В дефектном подшипнике появляются дополнительно ударные (импульсные) воздействия, возбуждающие колебания на собственных частотах корпусов подшипников и конструкций машин.

Вибрация, возбуждаемая подшипниками качения, кроме частоты вращения вала, характеризуется частотами перекатывания тел качения по наружному и внутреннему кольцам, частотой вращения сепаратора при разноразмерности тел качения и частотой вращения тел качения. Силы трения возбуждают высокочастотную вибрацию.

3.2. Способы повышения ресурса подшипников качения

Как уже отмечалось, подшипники качения виброактивны даже в бездефектном состоянии. Спектр вибрации преимущественно в высокочастотной области на частоте 2...6 кГц. Абразивный и коррозионный износ, усталостное выкрашивание беговых дорожек и тел качения приводит к увеличению общего уровня вибрации и спектральной плотности мощности вибрационного сигнала. Возникшие дефекты, износ и повреждения ускоренно развиваются.

Для повышения ресурса подшипников необходимо предотвращать или уменьшать действие факторов, вызывающих первичные износ и повреждения подшипников. К таким факторам относятся:

- статическая и динамическая перегрузка подшипников;
- высокие температурные воздействия;
- повышенные осевые нагрузки;
- некачественная смазка;
- неравномерность радиального зазора и другие факторы.

Предотвращение статической и динамической перегрузки подшипников качения

Для предотвращения перегрузки подшипников необходим их полный расчет при изменении режима работы БМ и изменении нагруженности вала, а также определение осевых нагрузок при температурном воздействии на вал.

На практике нередки случаи, когда подшипники работают в каскадном (ударном) режиме, при котором динамические нагрузки, например от сил инерции неуравновешенности валов чуть меньше статических нагрузок. Каскадный режим работы подшипников существенно сокращает срок их службы. Например, каскадный режим работы имеют подшипники сетководущих валов, вылегченных сеткой. При проектировании и эксплуатации оборудования необходимо предотвратить каскадный режим работы подшипников.

Методика расчета динамических и статических нагрузок на подшипники валов и выявление режимов работы подшипников приведены в разделе 1.

Расчетным способом или в процессе эксплуатации оборудования должны быть выявлены и устранены аксиальные нагрузки на подшипники, например, от температурных воздействий или воздействий привода.

***Устранение разноразмерности тел качения
и неравномерности радиального зазора***

Ресурс подшипников при прочих равных условиях зависит от разноразмерности тел качения и неравномерности радиального зазора. Разноразмерность тел качения приводит к перегрузке тел качения большего диаметра и к преждевременному усталостному разрушению беговых дорожек и тел качения. В некоторых отраслях, например на железнодорожном транспорте, осуществляется селективная сборка подшипников качения непосредственно у потребителя, заключающаяся в установке в подшипники тел качения одного диаметра с очень малым отклонением. Срок службы подшипником существенно повышается.

Аналогичный результат дает снижение волнистости дорожек качения подшипников. Разноразмерность радиального зазора также приводит к неравномерности нагрузки на тела качения и, как следствие, к преждевременным усталостным повреждениям. Причина разноразмерности радиального зазора - нецилиндричность посадочных поверхностей вала и корпуса подшипника. При эксплуатации кольца подшипника деформируются, воспроизводя форму нецилиндричности посадочных мест. Рекомендуется перед модернизацией БМ оценить нецилиндричность посадочных поверхностей путем измерения радиального зазора подшипников в четырех положениях вала с угловым шагом 90^0 .

Существует ряд других отклонений от технических требований при монтаже подшипника и их корпусов, приводящих к снижению ресурса. Некоторые из этих отклонений рассмотрены ниже.

Входной контроль подшипников

Дефектами изготовления подшипников, кроме разноразмерности тел качения, являются разностенность колец, волнистость беговых дорожек внутреннего и наружного колец. Необходим входной контроль подшипников, который заключается в измерении параметров вибрации составных частей подшипников и сравнении их с нормативными значениями.

Проводимый на одном предприятии входной контроль подшипников показал, что дефекты изготовления могут содержать от 10 до 90% подшипников партии. Следовательно, для повышения надежности оборудования следует проводить входной контроль всех крупных подшипников. Установки для входного контроля подшипников разработаны фирмами «Диамех 2000» и «ВАСТ».

Целесообразно производить входной контроль также валов в сборе перед установкой их на машину. При монтаже и сборке, а также при ремонте тяжелых валов возможны локальные повреждения подшипников из-за перекосов, ударов, чрезмерных монтажных усилий и по другим причинам. Вал может оказаться также неуравновешенным при замене каких-либо деталей. После монтажа вала на машине подобные повреждения не обнаруживаются без разборки. При эксплуатации машин необнаруженные повреждения могут получить ускоренное развитие.

Балансировка и выверка валов

Центробежные силы и моменты сил инерции неуравновешенных валов нагружают подшипниковые опоры дополнительно к статическим нагрузкам от собственного веса и технологических воздействий, например, от усилий прижимов валов, возбуждая вибрацию опор валов и поддерживающих конструкций.

Величина центробежных сил и моментов сил инерции пропорциональна квадрату частоты их вращения. Например, при увеличении скорости машины в 1,5 раза центробежные силы инерции жестких валов возрастут в 2,25 раза, а валов малого диаметра из-за их динамического прогиба еще больше. При суммарном увеличении статических и динамических нагрузок на подшипники в K раз долговечность их сокращается в K^3 раз. Например, при увеличении суммарной нагрузки в 1,25 раза долговечность подшипников сократится почти в 2 раза.

Уменьшение центробежных сил и моментов обеспечивается балансировкой валов. При выверке валов обеспечивается соосность сопрягаемых валов, устраняется внутренняя несоосность муфт. Выверка существенно снижает динамические нагрузки на подшипники. Балансировка и выверка валов подробно рассмотрены в разделе 5.

Диагностирование подшипников качения валов БМ при монтаже и сборке

При монтаже и сборке тяжелых валов с подшипниками качения, например в бумагоделательных машинах, возможны локальные повреждения тел качения, колец, сепараторов подшипников из-за перекосов, ударов или повышенного натяга при монтаже. Повреждения имеют вид задира, риски, вмятины, скола и др. После монтажа вала подобные повреждения не обнаруживаются без его разборки. В эксплуатации подобные повреждения могут стать причиной дальнейшего их развития, при котором срок службы подшипников сокращается. Поэтому диагностирование подобных сборочно-монтажных повреждений подшипников без их разборки весьма желательно.

Результаты экспериментальной работы по исследованию возможности обнаружения сборочно-монтажных повреждений подшипников тяжелых валов методами вибрационной диагностики (120...180 об/мин) показали, что методом вибродиагностики можно обнаружить локальные повреждения роликов, возможные при монтаже и сборке подшипника в составе вала и имеющие характер лысок, риск, также вмятин (уколов). Диагностические признаки локальных повреждений ролика содержатся в осциллограмме и спектре вибросигнала, получаемого при медленном вращении вала.

Качество ремонта и сборки валов целесообразно перед установкой на машину проверять на специализированной установке одновременно с балансировкой.

Для повышения ресурса подшипников следует при монтаже и выверке валов устранять их перекосы и несоосности.

В процессе монтажа и эксплуатации подшипников необходимо контролировать ослабление жесткости в местах посадок колец, величину и равномерность зазоров в подшипниках, перекосы в подшипниках.

Влияние нарушения смазки при эксплуатации

Нарушения смазки – наиболее распространенная причина выхода из строя изначально бездефектного подшипника. Уровень высокочастотной вибрации и температуры подшипника существенно зависит от состояния смазки.

В подшипниках качения при недостаточной несущей способности слоя смазки могут проявляться режимы полусухого и сухого трения, возникает металлический контакт – источник возбуждения высокочастотных колебаний. Указанные режимы могут возникнуть при недостаточной вязкости смазки и малой частоте вращения, перегрузке подшипника внешними усилиями или возбуждении значительных колебаний в узле трения качения из-за наличия резонансных явлений при слабом демпфировании.

Для анализа качественных показателей смазки, для проверки наличия в смазке агрессивных соединений, механических внедрений применяется портативный прибор для экспресс-анализа смазки. Экспресс-анализ целесообразно использовать для контроля и выбраковки смазки, находящейся в централизованной системе, в картерах редукторов, а также для входного контроля качества смазки.

Требования к смазке тривиальны. Представляет интерес покрытие рабочих поверхностей подшипников черной оксидной пленкой. Применение этого покрытия повышает надежность подшипников валов БМ. Эта пленка образуется при погружении деталей подшипника в пленочный водный раствор солей с температурой $150\text{ }^{\circ}\text{C}$. В результате образуется покрытие толщиной 1...2 мкм оксидного слоя, содержащего FeO , Fe_2O_3 с образованием в конечном итоге Fe_3O_4 . Эта разработка специалистов SKF. Покрытие наносят на беговые дорожки и тела качения.

Преимущества подшипников с оксидной пленкой: лучшая приработка; коррозионная стойкость; устойчивость к задирам; повышенная адгезия масла и пластичных щелочных материалов; уменьшение отрицательного воздействия на сталь подшипника агрессивных химических присадок в смазке; снижение скорости проникновения воздуха в сталь подшипников; уменьшение риска фреттинг-коррозии.

Применение мехатронных подшипниковых узлов

Современный уровень развития микропроцессорной техники (миниатюризация и увеличение вычислительных ресурсов), достижения в мехатронике позволяют реализовать новый подход к диагностике. Его суть заключается в создании диагностической системы, встроенной в объект диагностирования, интеграции системы управления и диагностики. Известны мехатронные подшипники с активным сенсором французской компании SNR ROULEMENTS. Промышленный мехатронный подшипниковый узел показан на рис. 3.8.

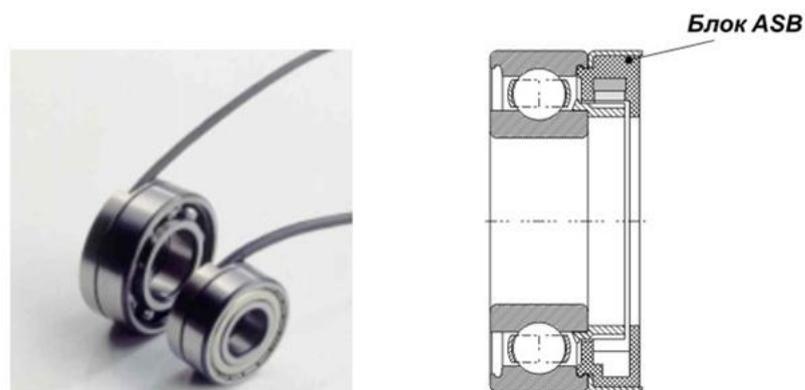


Рис. 3.8. Промышленный мехатронный подшипниковый узел

В подшипниковый узел интегрировано магнитное многополюсное кольцо, прикрытое магнитопроводящим уплотнением, сверху которого устанавливается датчик Холла. При вращении подшипника вместе с ним вращается и магнитное кольцо, которое создает магнитное поле переменной полярности, регистрируемое датчиком. При этом на выходе датчика выдается сигнал, частота которого зависит от количества изменений полярности в секунду. Через присоединительный кабель этот сигнал передается в микропроцессорный блок компьютера.

Мехатронный подшипник способен обеспечить измерение углового вращения, скорости вращения, направления вращения, количества оборотов, температуры. Использование мехатронных узлов в БМ позволит с высокой точностью определять параметры состояния узлов, решать задачи технологического управления, избегать аварийного останова и планировать ремонт оборудования.

3.3. Структурные параметры технического состояния подшипников качения

Под структурными параметрами технического состояния понимаются износ, повреждения, отклонения.

Основными конструктивными элементами большинства подшипников качения являются внутренние и наружные кольца с посадочными поверхностями и беговыми дорожками, тела качения (ролики или шарики), сепараторы с гнездами для тел качения. Конструктивные особенности и параметры подшипников весьма многообразны. Эксплуатируются тысячи типоразмеров подшипников и подшипниковых узлов. В БМ применяются преимущественно двухрядные сферические роликовые подшипники качения (рис. 3.7).

К подшипникам качения БМ предъявляются жесткие требования к качественным показателям, основными из которых являются показатели назначения (динамическая и статическая грузоподъемности, класс точности, категория и др.) и показатели надежности (безотказная наработка, гамма-процентный ресурс и др.).

Правильно выбранные качественные подшипники при правильной сборке и грамотной эксплуатации отрабатывают расчетный срок, проблемы с отказами подшипников резко сокращаются. Отказы подшипников после расчетного сро-

ка считают нормальными, они происходят, как правило, из-за усталостного разрушения беговых дорожек колец и тел качения.

Особого внимания требуют преждевременные отказы подшипников, причины которых могут быть конструкторского, металлургического, технологического, монтажного и эксплуатационного характера.

К причинам конструкторского характера относятся неправильный выбор типа и типоразмера, посадок и радиальных зазоров подшипников.

При изготовлении подшипников могут появляться следующие дефекты: погрешности формы беговых дорожек, колец и тел качения (волнистость, шероховатость, огранка);

погрешности посадочных мест внутренних и наружных колец; погрешности сепараторов, увеличенный зазор в гнездах сепаратора; непараллельность или неперпендикулярность боковых поверхностей колец;

разностенность колец и разноразмерность тел качения; отклонение размеров элементов подшипников от номинальных на величину поля допуска.

К погрешностям сборки относятся:

перекосы колец;

изменение формы беговых дорожек при посадке их на цапфу вала или в корпус из-за нецилиндричности посадочных поверхностей;

отклонение радиального зазора от номинальных значений, неравномерность радиального зазора;

неправильный монтаж подшипников, вызывающий появление значительных осевых нагрузок при выборке аксиальных зазоров (осевой игры), например, из-за температурных деформаций ротора.

Дефекты, возникающие при эксплуатации подшипников:

неравномерный абразивный износ беговых дорожек и тел качения;

усталостное выкрашивание материала дорожек колец и тел качения, возникающее преимущественно из-за повышенных нагрузок на подшипники и чрезмерных частот вращения;

загрязнение и коксование смазки, посторонние включения в смазку, недостаточная смазка (масляное голодание), приводящие к повышенному износу тел качения и беговых дорожек, наволакивание материала на беговые дорожки, предотвращающие осевое перемещение наружного кольца в корпусе одного из подшипниковых узлов, например, из-за температурных деформаций;

увеличенный радиальный зазор подшипника из-за износа беговых дорожек и тел качения;

разрушение сепаратора: изнашивание гнезд сепаратора, усталостные разрушения сепаратора, появление трещин, разрывы переемычек сепаратора;

трещины колец подшипника, сколы на телах качения;

проскальзывание внутреннего кольца подшипника относительно тел качения, проскальзывание колец подшипника относительно посадочных мест.

При диагностировании подшипников качения в процессе эксплуатации машин многочисленные дефекты изготовления, монтажа и эксплуатации подшипников, а также режимы их работы могут быть сгруппированы следующим образом:

обкатывание неподвижного кольца подшипника (режим работы подшипника);

неравномерный радиальный зазор по периметру подшипника;

износ беговых дорожек наружного и внутреннего колец;

раковины, трещины на наружном и внутреннем кольцах на сепараторе;

износ тел качения и гнезд сепаратора;

раковины, сколы на телах качения;

комбинация различных дефектов;

проскальзывание колец в посадочных местах;

дефекты смазки (недостаточность, коксование, загрязнения, старение).

При диагностировании подшипников, кроме перечисленных дефектов, следует учитывать воздействия на подшипники сил инерции неуравновешенных масс валов, несоосность соединяемых роторов, дефекты муфт, ослабление креплений подшипниковых узлов к станине машины и машины к поддерживающим конструкциям, воздействие передаточных механизмов и электродвигателей привода, другие дефекты.

Возникновение различных повреждений вызвано наличием или сочетанием химических, механических и металлургических процессов. Связь между внешним видом повреждения, причиной его происхождения и способами их устранения приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Повреждения подшипников качения

Вид повреждения	Внешние проявления	Причина	Способ устранения
1	2	3	4
1. Коррозия	Коричневые пятна, фигуры травления	Агрессивная среда: пар, кислота, влажность	Выполнить герметизацию
		Окисление смазочного материала	Подобрать другой вид смазки
2. Контактный износ	Красноватые обширные пятна	Истирание, абразивный износ, окисление выкрашиваемого материала под действием вибрации	Уменьшить вибрацию, увеличить плотность посадок
3. Проскальзывание (защемление) тел качения	«Засветление» трущихся поверхностей, перенос материала	Недостаточная сила трения скольжения, из-за неудачного выбора смазки	Выбрать требуемую смазку

1	2	3	4
4. Износ (истирание)	Изнашивание в результате абразивного воздействия	Работа в абразивной среде, недостаточная смазка	Принять подшипники с защитными элементами или уплотнениями, обеспечить смазку
5. Задиры и наволакивание	Поверхностные впадины без потери материала (с гребнем)	Пластическая деформация из-за перегрузки на неподвижном подшипнике	Улучшить качество изготовления, условия монтажа и эксплуатации подшипников
6. Продольные выемки (канавки) на роликах	Незначительная волнистость поверхностями с небольшими впадинами	Одновременное действие вибрации и токов	Заземлить электроизолировать подшипник, уменьшить вибрацию

Для диагностики используются преимущественно спектрально-вибрационные методы. Дефект выявляется по прямому и огибающему спектрам вибрации.

3.4. Задачи и методы диагностирования подшипников качения

Задачи диагностирования

Техническое состояние подшипниковых узлов выявляется:
 путем непосредственного осмотра после демонтажа подшипников;
 прослушиванием шума подшипников стетоскопом и по температуре корпуса подшипника;

путем измерения радиального зазора и ощупывания беговых дорожек и поверхностей тел качения без демонтажа, но со вскрытием подшипника;

применением аппаратурных, преимущественно вибрационных методов диагностирования при рабочем режиме работы машины.

Безаппаратурные методы трудоемки, не лишены субъективности оценок, требуют высокой квалификации персонала. Их целесообразно использовать при монтаже и замене подшипников, а также для уточнения результатов контроля аппаратурными методами.

Применение аппаратурных методов устраняет субъективность оценки и позволяет дать количественную оценку технического состояния подшипника. Радиальный зазор не должен отклоняться от значений, установленных соответствующими стандартами на подшипники качения. При любом дефекте, обнаруженном при осмотре, подшипник заменяется.

Задачами диагностики технического состояния (далее - ДТС) подшипников при эксплуатации являются:

- выявление дефектов и предотвращение аварийных отказов;
- прогнозирование остаточного ресурса.

ДТС подшипников качения осуществляется перед и после модернизации и капитального ремонта оборудования.

Задачи ДТС подшипников перед модернизацией и капитальным ремонтом на месте их установки:

выявление исправных подшипников с целью их использования после модернизации на прежнем месте или в других сборочных единицах;

оценивание конструктивного исполнения подшипников и его опорных элементов, условий эксплуатации с целью усовершенствования конструкции.

Задачи ДТС подшипников после модернизации и капитального ремонта:

контроль качества изготовления и монтажа подшипников;

выявление эталонных диагностических признаков технического состояния подшипников с целью их использования для ДТС подшипников узлов при эксплуатации оборудования.

Целесообразно новые и бывшие в употреблении крупные подшипники, поступающие на сборку, диагностировать на специальном стенде, т.е. осуществлять их входной контроль.

Методы диагностики подшипников качения

Дефекты и повреждения подшипников приводят к периодическим и импульсным динамическим воздействиям, возбуждающим вибрацию деталей, которая передается в виде упругих волн на поверхности деталей, удобных для измерений. Параметры вибрации от различных воздействий хорошо изучены. Они обладают высокой чувствительностью. Стремительное развитие электроники, разработанность методов обработки сигнала в акустике, радиотехнике, в системах управления техническими системами способствовали разработке и внедрению совершенных методов обработки вибрационного сигнала в вибродиагностике.

Таким образом, в настоящее время теоретические основы вибродиагностики подшипников качения следует считать разработанными. Наличие достаточно качественной нормативной базы вибродиагностики в виде стандартов, норм, рекомендаций, почти мгновенная оперативность выполнения процесса диагностирования, экономическая эффективность диагностики способствует ее ускоренному внедрению на предприятиях.

В настоящее время выявлено, что усталостные повреждения поверхностей контакта подшипников качения (беговых дорожек колец, поверхностей тел качения) приводит к появлению ударных импульсов, возбуждающих вибрацию в высокочастотной области. Техническое состояние подшипников оценивается по отношению энергии вибрации в высокочастотной области к энергии в области низких частот.

При частотном анализе вибрации подшипников акцент делается не на абсолютное значение вибросигнала, например на СКЗ виброскорости, а на появление в спектре частот вибрации, соответствующей дефекту, и на появление в спектре частот дефектов с боковыми частотами, т.е. с модуляционными составляющими. По мере развития дефекта модуляционные составляющие (боковые частоты) усиливаются до тех пор, пока спектр не превратится в последовательность гармоник частоты вращения вала.

Причины выхода из строя подшипников качения не только усталостные выкрашивания рабочих поверхностей. Самая главная причина - нарушение условий смазки.



Рис. 3.9. Причины выхода из строя подшипников качения

По данным фирмы CSI (Computational Systems Inc США) 43% подшипников качения выходит из строя из-за нарушений режима смазки, 27% - из-за неправильной установки и монтажа, 24% - из-за неправильного выбора типа и типоразмера подшипников и только 9% - из-за естественного износа [14]. Поэтому при эксплуатации подшипников очень важно выявить причину их преждевременного отказа.

Заметим, что срок службы подшипника определяется появлением первых признаков выкрашивания из-за усталости металла, которое считается неизбежным. Фактический срок годности подшипника обычно меньше этого срока. Номинальный срок службы подшипников, приводимый в каталогах, устанавливается как срок службы, достигаемый или превышаемый 90% подшипников.

Отклонение количества смазки от номинальной величины можно отнести к дефектам сборки подшипникового узла, а ухудшение качества (коксование, появление твердых частиц и др.) к дефектам износа. Нарушение смазки – наиболее распространенная причина выхода из строя изначально бездефектного подшипника. Уровень высокочастотной вибрации и температуры подшипника существенно зависит от состояния смазки. Кроме того, иногда нарушения смазки могут приводить к появлению в спектре вибрации 3...4 пиков с интервалом в 80...130 Гц в области 900...1600 Гц.

Недостаток и нарушения качества смазки приводят к оплыванию тел качения, наволакиванию материала на поверхности дорожек и износу сепаратора, к проскальзыванию внутреннего кольца подшипника относительно тел качения, что приводит к износу поверхностей качения.

В подшипниках качения при недостаточной несущей способности слоя смазки могут проявляться режимы полусухого и сухого трения, возникает металлический контакт – источник возбуждения высокочастотных колебаний. Указанный режим может возникнуть при недостаточной вязкости смазки и малой частоте вращения, перегрузке подшипника или возбуждении значительных колебаний в узле трения качения из-за резонансных явлений.

Интенсивность и характер импульсов напрямую зависят от состояния смазочной пленки, разделяющей тела качения и дорожки, а также от механического состояния рабочих поверхностей подшипника.

Общая вибрация механизма не измеряется датчиком ударных импульсов, не накладывается на сигнал ударных импульсов и поэтому не является помехой при анализе состояния подшипников. Недостаточная смазка приводит к увеличению «коврового» уровня сигнала ударных импульсов, а повреждения подшипника сопровождаются четким ростом максимальных значений ударных импульсов. Загрязнение смазки сопровождается различными изменениями характера ударных импульсов.

Источниками вибрации корпусов подшипников в низкочастотной области являются дефекты валов, ошибки монтажа и сборки, воздействие внешних источников.

При проворачивании колец подшипников в посадочных поверхностях: наружного кольца относительно корпуса подшипника или внутреннего кольца относительно цапфы вибрация, вызываемая дефектами колец подшипника, не проявляется. Появляется множество гармоник частоты вращения вала.

Центробежные силы и моменты сил инерции неуравновешенных валов нагружают подшипниковые опоры дополнительно к статическим нагрузкам от собственного веса и технологических воздействий, например от усилий прижима валов, возбуждая вибрацию опор, валов и поддерживающих конструкций. Уменьшение центробежных сил и моментов обеспечивается балансировкой валов.

О диагностике технического состояния сепараторов

Наибольшее количество отказов и повреждений в процессе эксплуатации роликовых и шариковых подшипников качения связаны с износом и разрушением сепаратора. Сепаратор подшипника является ненагруженной свободно вращающейся деталью, предназначенной разделять и направлять тела качения (шарики, ролики), снижая потери на трение.

Встречаются следующие дефекты и повреждения сепараторов:

износ гнезд сепаратора;

разрыв сепаратора по перемычкам;

деформации, возникающие при монтаже подшипника.

К повышенному износу гнезд сепараторов приводят повреждения тел качения, а также увеличение касательной нагрузки тел качения на сепаратор, возникающие при неравномерном вращении сепаратора и неравной окружной скорости тел качения при их разноразмерности.

В процессе работы подшипника в нагруженной зоне тела качения ведут сепаратор, в ненагруженной зоне сепаратор ведет тела качения. При переходе тел качения с нагруженной в ненагруженную зону, и наоборот, происходит выборка зазора между телами качения и гнездами сепаратора, сопровождающаяся ударом тела качения. В первом случае о переднюю стенку гнезда сепаратора, во втором – о заднюю стенку. На вращательное движение сепаратора накладываются его крутильно-вращательные колебания. При резонансе удары тел качения о стенки гнезд сепаратора резко увеличиваются.

Частота вращения сепаратора при внешнем неподвижном кольце определяется по формуле (3.10). Подшипниковая частота и частота вращения сепаратора связаны соотношением $f_{\Pi} = f_c \cdot z$, где z – число тел качения.

Нецилиндричность посадочных мест колец подшипника приводит к волнистости беговых дорожек. Наибольшее влияние на вибрацию корпусов подшипников и роторов оказывает волнистость подвижного кольца. Частота вибрации равна $f = k_b \cdot f_{об}$, где $k_b = 2, 3 \dots$ – число волн на беговой дорожке. Заметим, что чаще всего встречаются формы нецилиндричности посадочных мест: овальность ($k_b = 2$) и трехвершинная огранка ($k_b = 3$).

Рабочей поверхностью наружного кольца самоустанавливающегося подшипника является сфера, что обеспечивает работу подшипника при значительном перекосе ($2 \dots 3^0$) внутреннего кольца относительно наружного. При установке вала и корпусов подшипника с перекосом точки контакта тел качения с беговой дорожкой наружного кольца перемещается в осевом направлении. Возникает возвратно-поступательное перемещение тел качения по сферической поверхности наружного кольца подшипника, что приводит к появлению переменной осевой составляющей реакции наружного кольца подшипника на тела качения, а через них – на внутреннее кольцо и на вал.

В процессе эксплуатации оборудования могут возникнуть осевые нагрузки на подшипники, например от температурных изменений длины вала или плохой выверки валов и корпусов подшипников, что может привести к перекосу внутреннего кольца подшипника.

Перекося колец подшипников является источником аксиальной вибрации корпусов подшипников с частотой вращения вала и, из-за нелинейности упругих характеристик опор, с частотами, кратными частоте вращения вала.

Как уже отмечалось, крупногабаритные тихоходные тяжело нагруженные подшипники имеют, как правило, неподвижное наружное кольцо. Преобладают статические нагрузки на подшипник. Механизм разрушения подобного подшипника почти всегда происходит в следующем порядке.

Усталостное выкрашивание начинается на беговой дорожке наружного кольца в зоне действия статической нагрузки. По мере увеличения усталостного выкрашивания «отпечаток» изношенной поверхности накладывается на ро-

лики. В заключительной стадии износа ролики передают «отпечаток» повреждения на беговую дорожку внутреннего кольца. Повреждение беговых дорожек внутреннего и наружного колец проявляются на разных частотах. По спектру вибрации, проявляющейся на этих частотах, прогнозируют остаточный ресурс подшипника.

Появление в спектре вибрации частот, характеризующих повреждении беговой дорожки внутреннего кольца, свидетельствует о финальном предотказном развитии дефекта. Подшипник в этом случае подлежит замене.

В процессе проактивной диагностики для оценки эксплуатационной пригодности диагностируемых подшипников необходимо уточнение их фактической, статической и динамической грузоподъемности. В процессе монтажа и эксплуатации подшипников необходимо контролировать ослабление жесткости в местах посадок колец, величину и равномерность зазоров в подшипниках, перекосы в подшипниках.

Смещение сепаратора на величину зазора возбуждает вибрацию с частотой вращения сепаратора. Амплитуды виброскорости подшипников возрастают пропорционально изменению частоты их вращения в степени 1,5.

Из-за взаимодействия различных дефектов подшипников качения в спектрах вибрации иногда появляются боковые частоты. Например, взаимодействие дефекта наружного кольца с дефектом сепаратора дает в спектре вибрации амплитудно-модулированный сигнал на частотах $k \cdot f_{\text{НК}} \pm n \cdot f_c$, а с дефектом внутреннего кольца $k \cdot f_{\text{НК}} \pm n \cdot f_{\text{В}}$, $k = 1, 2, 3 \dots$, где $f_{\text{НК}}$, f_c , $f_{\text{В}}$ - частоты проявления дефектов соответственно наружного кольца, сепаратора и частота вращения внутреннего кольца. Взаимодействие дефектов внутреннего кольца с частотой $f_{\text{ВК}}$ с теми же дефектами дает следующие частоты $k \cdot f_{\text{ВН}} \pm n \cdot f_c$, и $k \cdot f_{\text{ВН}} \pm n \cdot f_{\text{В}}$.

При перекосе наружного и внутреннего колец возбуждается вибрация соответственно с частотами $f_{\text{НК}} = f_c \cdot z_{\text{ТК}}$; $f_{\text{ВК}} = (f_{\text{В}} - f_c) \cdot z_{\text{ТК}}$. При взаимном перекосе колец появляются следующие дополнительные частоты: $k \cdot f_c \cdot z_{\text{ТК}} \pm n \cdot f_{\text{В}}$ и $k \cdot (f_{\text{В}} - f_c) \cdot z_{\text{ТК}} \pm n \cdot f_{\text{В}}$.

Наиболее важный показатель износа подшипников качения – появление в спектре нескольких гармоник, особенно с боковыми частотами, соответствующими частоте вращения вала или частотам других дефектов.

При очень плотной посадке наружного или внутреннего колец сразу же после установки подшипников в спектре появляются частоты, соответствующие дефектам внутреннего или наружного колец. При наличии нескольких дефектов подшипника происходит сложение и вычитание дефектов. В результате при наличии каких-либо дефектов в спектре может отсутствовать соответствующая частота, а дефект проявляется в боковых частотах у частот соответствующих другим дефектам.

Рассмотренные методы вибрационной диагностики в низкочастотной области дают возможность идентифицировать дефекты, наблюдать за их развитием и, при необходимости, выявить остаточный ресурс по тому или иному дефекту. Этим обуславливается живучесть методов. Но эти методы имеют определенные недостатки, ограничивающие их области применения.

Низкочастотная вибрация слабо затухает и в виде волн хорошо распространяется по конструкции машины и по строительным конструкциям от других машин. На вибрацию от дефектов подшипника накладывается более интенсивная вибрация от внешних источников, маскируя информативную составляющую вибрацию от подшипника. Нередки случаи, когда вибрация от внешних источников и от дефекта подшипника имеют близкие частоты. Известен конфуз фирмы, принявшей вибрацию на зубцовой частоте паразитного привода сушильных цилиндров БМ за подшипниковую и, сделавшей ошибочную оценку технического состояния подшипников сушильных цилиндров.

Зарождающийся дефект в подшипниках дает очень слабый сигнал, который трудно уловить в прямом спектре вибросигнала. Также невозможно применение диагностики по однократным измерениям из-за неизвестности предельных значений вибросигналов от конкретных дефектов.

Перечисленные недостатки минимизируются в методе огибающей вибрационного сигнала, описанном в разделе 4.

Особенности диагностирования крупногабаритных подшипников и подшипников, работающих в особых условиях

В целлюлозно-бумажном производстве, в металлургической промышленности эксплуатируется технологическое оборудование, в котором используются крупногабаритные тихоходные подшипники, а также подшипники со специфическим нагружением или специфической конструкцией.

Например, есть сведения о необходимости диагностирования радиального сферического двухрядного роликового подшипника 300032/850 с наружным и внутренними диаметрами 1500 × 850 мм, работающего кратковременно с частотой вращения 1 об/мин. Необходимость диагностирования обусловлена нарушением сепаратора.

Специфические конструктивные особенности имеют трехкольцевые подшипники, используемые в валах с регулируемым прогибом БМ. Значительные температурные нагружения имеют подшипники валов и цилиндров бумагоделательных машин.

Диагностирование малооборотных крупногабаритных подшипников имеет определенную специфику. Структурные параметры технического состояния крупногабаритных подшипников, включающие несовершенства их изготовления, дефекты, возникающие в процессе эксплуатации, типичны для всех подшипников, независимо от их габаритов. Дефекты монтажа и сборки наиболее остро проявляются при эксплуатации оборудования с крупногабаритными подшипниками, корпуса которых взаимно независимы.

Наиболее распространенным и опасным дефектом изготовления малооборотных крупногабаритных подшипников качения является неравномерность роликов, а распространенным дефектом монтажа и сборки подшипниковых узлов – нецилиндричность посадочных мест колец подшипника, а также перекосы колец подшипника из-за несоосности и перекосов осей вала и подшипниковых узлов.

Нецилиндричность посадочных мест корпуса подшипника и цапфы вала приводит к неравномерности радиального зазора подшипника из-за деформации колец, копирующих посадочные места. Разноразмерность тел качения и нецилиндричность посадочных мест приводит к неравномерной нагрузке на тела качения, что приводит к снижению долговечности подшипников и к кинематическому возбуждению вибрации корпусов подшипника и вала. Чередование размеров тел качения при их разноразмерности случайно, но это случайное чередование периодически повторяется с частотой вращения сепаратора. При этом возбуждается вибрация корпусов подшипников и вала с частотами, равными и кратными частоте вращения сепаратора f_c .

Выбор режима работы машины и точек измерения вибрации при диагностике

Измерения проводятся, как правило, в одном режиме работы машины, предусмотренном технической документацией на ее эксплуатацию. Отклонение скорости от номинальной не должно превышать 5...10%. Нестабильность частоты скорости в процессе измерения не должна превышать 1 % от среднего значения.

При выборе точки контроля применяется принцип минимизации потерь при распространении упругих волн от источника вибрации до точки установки вибропреобразователей. Из этого принципа следует, что вибропреобразователь должен устанавливаться вблизи от посадочного места неподвижного кольца подшипника желательно в точке, близкой к площадке контакта тел качения с неподвижным кольцом при маятниковом режиме работы подшипника. Для подшипников небольших габаритов и большой частотой вращения вибрация незначительно отличается в верхней и нижней части корпуса. На пути распространения упругих волн не должно быть контактных поверхностей деталей и резкого изменения сечения деталей (рис. 3.10).

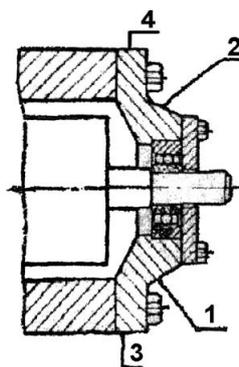


Рис. 3.10. Точки контакта вибрации

Для контроля спаренных подшипников с общим посадочным местом можно использовать общие точки контроля для обоих подшипников. Если посадочные места подшипников различаются, например контактной поверхностью, для каждого подшипника выбирается своя точка контакта.

Направление измерения вибрации выбирается экспериментально по большей информативности.

3.5. Диагностирование подшипников скольжения и жидкостного трения

Валы на подшипниках скольжения используются в тихоходных БМ. Рассматривается тенденция применения подшипников жидкостного трения в тяжелых нагруженных валах. Приведем краткие сведения по диагностике этих подшипников.

Применение подшипников скольжения обуславливается следующими факторами:

- корпуса подшипников имеют меньшие габариты;
- простота конструкции и более низкая стоимость;
- меньшая вероятность аварийного отказа;
- подшипники жидкостного трения имеют меньший коэффициент трения и обладают лучшими демпфирующими свойствами.

Режим работы подшипников

Валы в подшипниках скольжения могут иметь несколько режимов работы, из которых можно выделить следующие:

- режим маятниковых колебаний с почти неподвижным масляным клином в подшипнике;
- режим круговых колебаний цапфы ротора в подшипнике;
- автоколебания валов в подшипниках;
- сухой контакт поверхностей трения.

Режимы маятниковых и круговых колебаний цапфы в подшипниках скольжения аналогичны подобным режимам в подшипниках качения.

Структурные параметры технического состояния подшипников скольжения и подшипников жидкостного трения отличаются. Основными структурными параметрами технического состояния подшипников скольжения являются:

- перекосы вкладышей подшипника (уменьшение зазора на отдельных участках вкладышей);
- износ вкладышей (увеличение зазора);
- выкрашивание, царапины, трещины на поверхности трения;
- ухудшение условий смазки;
- кавитационная эрозия при резких изменениях давления;
- заедание;

точечная коррозия вследствие электрического разряда, проходящего через масляную пленку между цапфой и подшипником в электрических машинах или на роторах вентиляторов.

К основным дефектам подшипников жидкостного трения следует отнести нестабильность и срыв масляного клина. Нестабильность смазочного слоя, вызываемая завихрением жидкой смазки, является одной из основных проблем

подшипников жидкостного трения. Частота вращения смазки в масляном клине составляет 35...49 % от частоты вращения цапфы вала. Из-за неконцентрического расположения цапфы вала относительно корпуса подшипника под действием нагрузки на вал скорость движения смазки в масляном клине непрерывно изменяется, что вызывает турбулентность смазки, ее завихрение. Цапфа скользит по поверхности этих вихрей. Движение цапфы становится нестабильным на частоте, несколько меньшей половины оборотной частоты.

Валы агрегатов, вращающиеся в подшипниках скольжения, при определенных условиях могут потерять устойчивость и перейти в режим автоколебаний в радиальном направлении. Частота этих колебаний составляет 0,3...0,5 от оборотной частоты. На этой же частоте изменяются силы трения в подшипнике, появляется их амплитудная модуляция, в спектре огибающей вибрации возникает ряд гармоник, кратных половине частоты вращения вала, величина которых уменьшается с увеличением кратности гармоник.

Нарушение гидродинамики подшипников и потеря их устойчивости вызываются снижением вязкости масла и увеличением зазора, что приводит к срыву масляного слоя, который проявляется на частоте вибрации $(0,41 \dots 0,49) f_{об}$. Вероятность срыва возрастает с уменьшением радиальной нагрузки на подшипник. Кратковременное появление участков в слое смазки с повышенной турбулентностью, возникающие, например, из-за локального уменьшения толщины слоя смазки. Механический удар возникает при разрыве масляной пленки и ударного металлического контакта цапфы и вкладыша. При ударах возбуждаются, как правило, гармонические составляющие вибрации оборотной частоты (до 10...20 гармонических составляющих).

При определенных условиях может быть режим каскадных колебаний. Режим автоколебаний цапфы в подшипниках жидкостного трения отличается от режима автоколебаний при сухом и граничном трении.

Подшипники жидкостного трения по способу формирования слоя жидкости между цапфой и подшипником делятся на гидродинамические, гидростатические и гидростатодинамические.

Работа гидродинамического подшипника представляется как результат взаимодействия поверхности втулки-вкладыша и цапфы со смазкой. В процессе работы подшипника вращающаяся цапфа увлекает за собой смазку из масляного кармана в клиновидный зазор между рабочими поверхностями. При этом возникают гидродинамические силы, которые уравнивают нагрузки, действующие на подшипник. В результате между цапфой и подшипником образуется несущая масляная пленка. При достаточной толщине, превышающей высоту макро- и микронеровностей на рабочих поверхностях, масляная пленка предохраняет поверхности от контакта. Это обеспечивает исключительно низкий коэффициент трения (0,001...0,008), а, следовательно, меньшее тепловыделение; отсутствие заметного износа трущихся поверхностей при длительной работе; хорошие демпфирующие свойства (а, следовательно, низкую чувствительность к динамическим нагрузкам).

Гидродинамический клин обеспечивается лишь при значительной частоте вращения ротора. При малой частоте вращения давление в гидродинамическом клине недостаточно для уравнивания нагрузки на цапфу. Подшипник работает при граничном или полужидкостном трении, как обычный подшипник скольжения. Для обеспечения жидкостного трения смазка в подшипник подается под давлением от насоса, т.е. подшипник работает в гидростатическом режиме.

По мере увеличения частоты вращения вал «всплывает» на масляном слое, при этом ось шейки вала занимает разные положения на кривой, которую называют кривой подвижного равновесия. Положение оси ротора определяется коэффициентом нагруженности ξ , определяемым по формуле

$$\xi = \frac{F_H}{\mu \cdot \omega \cdot l \cdot d} \cdot \psi^2, \quad (3.25)$$

где F_H – радиальные нагрузки на подшипник;

μ – коэффициент динамической вязкости масла;

ω – угловая частота вращения ротора;

l – длина подшипника;

d – диаметр цапфы ротора;

ψ – относительный радиальный зазор, $\Psi = \Delta/d$;

Δ – радиальный зазор подшипника.

Причина автоколебаний ротора в подшипниках жидкостного трения заключается в следующем (рис. 3.11). При изменении частоты вращения цапфы ω величины статической нагрузки F_H ось вращения перемещается по кривой подвижного равновесия на величину e_x в направлении оси x и e_z оси z . При чрезмерной нагрузке F_H или малой частоте вращения ротора масляный клин разрушается (или не образуется), возникает металлический контакт между цапфой и подшипником. Ось вращения O_2 находится в точке «а» кривой. При полном снятии нагрузки ($F_H = 0$) ось вращения приближается к оси подшипника O_2 . Малейшие изменения нагрузки F_H частоты ω , профиля окружности цапфы или неоднородности массы приводит к изменению положения оси цапфы. Из-за нелинейности упругодемпфирующих свойств масляного клина возбуждаются колебания в обоих направлениях z и x . Особенно интенсивные автоколебания проявляются вблизи точки «в» максимума кривой подвижного равновесия, характеризующего неустойчивость работы подшипника.

Скорость движения смазки в масляном клине непрерывно изменяется, что вызывает турбулентность смазки, ее завихрение. Цапфа скользит по поверхности этих вихрей. Движение цапфы становится нестабильным на частоте, несколько меньшей половины оборотной частоты.

Удары в подшипнике скольжения могут быть гидродинамическими и механическими. Гидродинамические удары возникают, если амплитуда субгармоники на частоте $(0,41 \dots 0,49) \cdot f_{об}$ превышает половину амплитуды колебаний на оборотной частоте вращения вала. Следует обратить серьезное внимание на техническое состояние агрегата.

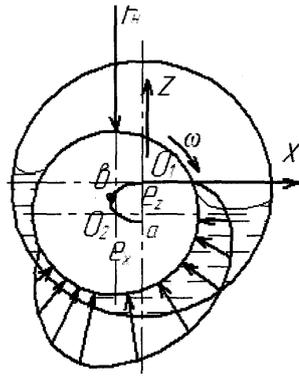


Рис. 3.11. Схема гидродинамического подшипника

По частоте вибрации при срыве масляного слоя можно судить о техническом состоянии рабочих поверхностей цапфы и подшипника. Если частота вибрации близка к половине оборотной частоты, то состояние поверхности цапфы хуже поверхности вкладыша, а при значении, близком 0,4 – наоборот. Частота вращения масляного слоя примерно в 2 раза меньше частоты вращения цапфы. Появляются некоторые аналогии с вращением сепаратора в подшипнике качения.

Параметры колебаний цапфы вала в подшипнике жидкостного трения зависят от величины зазора, который принимается равным 100...150 мкм на каждые 100 мм диаметра цапфы, но не менее 50 мкм. При меньшем зазоре увеличивается температура подшипника, возрастает вероятность завихрений в смазке, при большом зазоре – уменьшается демпфирование подшипника и увеличивается вероятность неустойчивости его работы.

Перекося подшипника и (или) изгиб вала в зоне подшипника приводят к росту вибрации, кратной второй гармонике оборотной частоты, и к модуляции сил трения и высокочастотной вибрации подшипникового узла этими же частотами. Дефекты подшипников обнаруживаются, как правило, по появлению ударов и автоколебаний. Таким образом, для диагностики подшипников следует использовать спектральный анализ прямого вибрационного сигнала и огибающей вибрационного сигнала.

4. МЕТОДЫ АНАЛИЗА ВИБРАЦИИ ПРИ ДИАГНОСТИКЕ ОБОРУДОВАНИЯ

Теоретические основы методов вибрационного диагностирования включают методы обработки и анализа вибрационного сигнала, методы диагностирования и модального анализа объектов диагностирования (ОД), идентификацию вибрации и прогнозирование остаточного ресурса оборудования при его диагностировании. Кроме вибрационных приведены и другие методы диагностирования, в частности, тепловые методы.

4.1. Общие сведения и классификация методов обработки и анализа сигналов

Диагностическим сигналом называют физический процесс, служащий для отображения, регистрации и передачи информации. Например, виброакустический процесс, являющийся носителем информации о техническом состоянии ОД, можно назвать диагностическим сигналом. Наиболее распространенными и изученными методами диагностики являются вибрационные методы, поэтому рассмотрим методы обработки и анализа вибрационного сигнала (ВС).

Для изучения и описания свойств ВС нужно указать способ его математического описания, т.е. создать математическую модель, представляющую собой функциональную зависимость, в которой аргументом является время. Эта модель позволяет абстрагироваться от физической природы ВС и описывать наиболее важные его свойства, допуская определенную идеализацию.

Все наблюдаемые при диагностике физические процессы можно подразделить на два класса: детерминированные, описываемые точными математическими соотношениями, и случайные, не поддающиеся точному описанию. Каждый из этих классов разбивается на подклассы.

Детерминированные процессы делятся на периодические и непериодические, а периодические, в свою очередь, на гармонические и полигармонические, непериодические – на почти периодические и переходные.

Случайные процессы делятся на стационарные и нестационарные. Стационарные процессы могут быть эргодическими и неэргодическими.

Вопросам обработки ВС посвящена обширная литература [16-21]. Классификация методов обработки и анализа ВС приведена в табл. 4.1. Применяются метрические, статистические и специальные методы обработки и анализа вибросигналов, а также анализ временной зависимости вибросигнала («формы волны»).

При любом из этих методов производится предварительная обработка ВС, при которой сигнал преобразуется в величину, пропорциональную измеряемому параметру вибрации (виброперемещению, виброскорости, виброускорению) и, при необходимости, фильтруется для исключения неинформативных

или выделения информативных частотных составляющих, а также для отдельного рассмотрения ВС в определенных диапазонах частот.

Таблица 4.1

Классификация методов обработки и анализа ВС

Группа методов	Наименование (содержание) методов
1. Предварительная обработка	1.1. Перевод электрического сигнала в физические величины. 1.2. Перевод одних физических величин в другие, например, перевод виброускорения в виброскорость. 1.3. Фильтрация сигнала: полосовая, верхних и нижних частот и др.
2. Метрические методы	2.1. Сопоставление простых параметров вибрации с эталонными (нормативными) значениями. 2.2. Диагностирование по отношению параметров вибрации диагностируемой составной части оборудования к параметрам вибрации этой же части в исправном состоянии. 2.3. Диагностирование по скорости нарастания параметров вибрации (тренд вибрации).
3. Методы анализа временной реализации ВС	3.1. Безаппаратурная расшифровка виброграмм. 3.2. Анализ амплитудных и амплитудно-временных характеристик ВС (прямой спектр). 3.3. Обработка ВС по огибающей.
4. Статистические методы	4.1. Определение плотности вероятности распределения параметров ВС. 4.2. Автокорреляционный анализ. 4.3. Спектральный анализ. 4.4. Спектральный анализ огибающей ВС. 4.5. Регрессионный анализ.
5. Специальные методы	5.1. Следящая фильтрация (частотная селекция). 5.2. Кепстральный анализ. 5.3. Автокорреляционный и взаимный корреляционный спектральный анализ. 5.4. Биспектральный анализ. 5.5. Методы, основанные на теории распознавания образов. 5.6. Вейвлетный анализ. 5.7. Прочие специальные методы.

Метрические методы обработки и анализа ВС заключаются в том, что измеренные параметры вибрации оцениваются сопоставлением их с эталонными (нормативными) значениями или путем анализа темпов нарастания параметров вибрации во времени.

Методы анализа временной реализации ВС заключаются в обработке зависимостей ВС от времени, в простейшем случае – в расшифровке виброграмм.

Статистические методы анализа ВС включают, прежде всего, вероятностный и корреляционно-спектральный анализы.

Обширный класс методов обработки и анализа ВС, не вошедших в вышеперечисленные методы, отнесен к специальным методам. Содержание и области применения различных методов обработки и анализа ВС являются основным содержанием настоящего раздела.

4.2. Метрические методы анализа вибрационного сигнала

Как уже отмечалось, метрические методы заключаются в измерении параметров ВС и сравнении их с нормативными (допустимыми, эталонными) значениями.

Скорость измерения общего уровня – такой же важный показатель, как и его абсолютный уровень. Параметры ВС плавно нарастают с наработкой и лишь в точке, соответствующей 75...85% выработки ресурса по тому или иному структурному параметру, начинается экспоненциальный рост уровней вплоть до отказа. О техническом состоянии судят также по отношению общего уровня ВС диагностируемой составной части оборудования к общему уровню этой же составной части в исправленном состоянии (к эталонному ВС).

Метрические методы основаны на принципе, предполагающем увеличение уровня ВС при появлении и развитии неисправностей оборудования. Эти методы наиболее приемлемы для ВД оборудования в процессе эксплуатации. Они позволяют в процессе эксплуатации формировать нормативные значения ВС. Кроме того, метрические методы позволяют производить построения трендовых характеристик ВС на малом и большом интервалах времени, на основании которых может осуществляться краткосрочный и долгосрочный прогноз ТС оборудования.

Наиболее трудоемкой операцией при метрических методах анализа ВС является формирование диагностических признаков ТС оборудования, под которым понимается установление допустимых (нормативных, предельных, эталонных) параметров ВС оборудования. Допустимые параметры ВС – это такие параметры, ниже которых есть уверенность, что машина или ее составная часть в хорошем работоспособном состоянии и выше которых появляется вероятность отказа оборудования из-за развивающихся дефектов.

Структурные параметры ТС оборудования и их диагностические признаки могут быть зависящими от наработки и не зависящими или слабо зависящими от нее. Не зависят или слабо зависят от наработки конструктивные и монтажные дефекты, дефекты изготовления, к которым относятся несоосность со-

прягаемых валов, внутренняя несоосность муфт, неуравновешенность валов и роторов, наличие резонансов конструкций и др.

Эксплуатационные дефекты, как правило, зависят от наработки, и эта зависимость в идеализированном виде представлена на рис. 4.1.

В начальный период эксплуатации (зона А) идет наработка элементов кинематических пар (подшипников, рабочих поверхностей валов и т.п.) В этот период идет стабилизация параметров ВС, иногда наблюдается снижение уровня ВС. Возможность увеличенного значения параметров ВС в период приработки обуславливается проявлением дефектов конструкции, изготовления и монтажа. По окончании приработки наблюдается длительный период устойчивой работы диагностируемой составной части оборудования (зона В). В этот период параметры ВС остаются неизменными или нарастают незначительно. При зарождении дефекта начинается экспоненциальное нарастание уровня ВС (зона С). При развитии дефекта уровень ВС резко возрастает (зона Д) и, если не принять меры, развитие дефекта приведет к отказу оборудования.

ТС оборудования, характеризуемое дефектами конструкции, изготовления и монтажа оборудования, выявляется путем сопоставления измеренных параметров ВС с допустимыми значениями, регламентируемыми соответствующими нормативными документами.

Оценивание ТС составных частей оборудования при эксплуатации производят следующими способами:

сравнением измеренных текущих параметров ВС с допустимыми значениями, устанавливаемыми для каждой машины в результате их подконтрольной эксплуатации;

сравнением измеренных текущих параметров ВС диагностируемого узла с параметрами ВС этого же узла в заведомо исправном состоянии;

путем анализа скорости изменения параметров ВС (тренда) во времени.

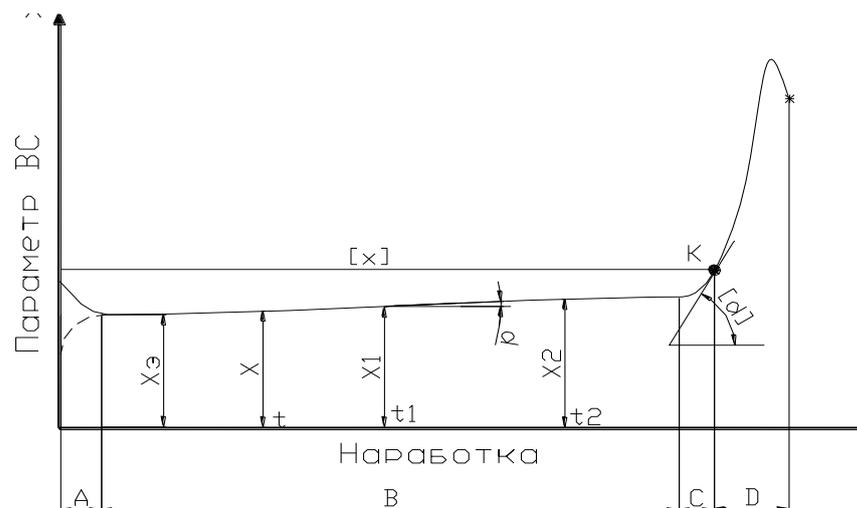


Рис. 4.1. Характерный график зависимости $BC(x)$ от наработки (t):
А- Зона приработки; В – Зона установившегося режима работы

В первом случае машина считается исправной, если $x < [x]$, где x - измеренный параметр или совокупность измеренных параметров ВС, например, средние квадратические значения (СКЗ) виброскорости; $[x]$ - допустимый параметр или совокупность допустимых параметров ВС.

Допустимые параметры вибрации $[x]$ при диагностировании оборудования устанавливаются для каждой составной части машины из накопленного опыта в процессе подконтрольной длительной эксплуатации. При подконтрольной эксплуатации производятся измерения периодически вплоть до предаварийного состояния, устанавливаемого другими методами, например при вскрытии узла. Параметры ВС, соответствующие зарождающемуся дефекту, принимаются за допустимые (рис. 4.1, точка К).

При наличии однотипных узлов, например, подшипников сушильных цилиндров или сукноведущих валиков сушильных частей БМ статически допустимые параметры ВС определяют по формуле

$$[x_{ст}] = \bar{x} + k \cdot \sigma_x, \quad (4.1)$$

где $\bar{x} = \sum_{i=1}^n x_i/n$ - среднее арифметическое значение ВС; n - количество однотипных составных частей; $\sigma_x = \sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 / [n \cdot (n - 1)]}$ - среднее квадратическое значение ВС; k - квантиль распределения или число, характеризующее вероятность нахождения параметра ВС ниже предельного значения, равного 2.

Распределение уровней ВС узлов, как правило, близко к нормальному закону. Для нормального закона распределения при $k = 2$ вероятность того, что ВС, например, подшипниковых узлов, не выходит за статистически допустимые значения при числе $n > 20$ равна 0,977. Вероятность же нахождения вне этих пределов равна 0,023, т.е. имеется вероятность, что 2,3% исправных подшипников будут иметь ВС, превышающий статистически допустимые значения. При $n > 20$ вероятность того, что исправные подшипники будут иметь ВС, превышающий $[x_{ст}]$, повышается с уменьшением n .

Если измеряемый параметр ВС меньше $[x_{ст}]$, то узел находится в исправном состоянии, если больше $[x_{ст}]$, то он может находиться как в исправном, так и в неисправном состояниях. Допустимый параметр ВС $[x]$ уточняется при подконтрольной эксплуатации машины. Он в общем случае может быть равен или больше статистически допустимого параметра ВС $[x] \geq [x_{ст}]$.

ТС составных частей оборудования может быть отражено в следующих решениях: исправно, следует взять под особое наблюдение, неисправно. Если зарегистрированный уровень ВС не превышает статистически допустимого значения $[x] < [x_{ст}]$, принимается решение, что узел исправен. Если зарегистрированный уровень ВС выходит за пределы статически допустимых значений, но меньше допустимого уровня $[x_{ст}] < x < [x]$, узел берут под особое наблюдение. Если уровень ВС выходит за допустимое значение, принимают решение, что узел неисправен.

Оценка ТС оборудования по превышению текущих значений параметров ВС над параметрами ВС заведомо исправного ОД принципиально не отличается от оценки по допустимым параметрам ВС.

О техническом состоянии ОД судят также по скорости нарастания ВС (по тангенсу угла наклона α касательной к кривой изменения ВС по рис. 4.1) или по углу наклона хорды, полученной по результатам измерений при наработке t_1 и t_2 . Составная часть оборудования считается исправной, если

$$T = \frac{x_2 - x_1}{t_2 - t_1} \leq [T], \quad (4.2)$$

где $T = tg\alpha$ – тренд параметра ВС; x_1 и x_2 - измеренные параметры или совокупность измеренных параметров ВС при фиксированной наработке оборудования соответственно t_1 и t_2 ; $[T] = tg[\alpha]$ – допустимые значения тренда ВС; $[\alpha]$ - угол наклона касательной к кривой изменения ВС в точке K , соответствующей началу аварийного развития дефекта.

Метрические методы универсальны. Они пригодны для диагностирования широкого класса машин, параметры ВС которых изменяются по мере появления и развития дефектов. Но при использовании этих методов следует иметь в виду, что параметры ВС оборудования зависят не только от ТС, но и от конструктивных особенностей составных частей. Разброс параметров ВС исправных однотипных составных частей может достигать 200 % и более. Поэтому более целесообразно применение анализа ВС по отношению $K = x/x_0$ и трендового анализа.

Следует отметить, что резкой грани между допустимыми и недопустимыми параметрами технического состояния оборудования и их диагностическими признаками не существует. Причем, согласно ГОСТ под техническим состоянием понимается совокупность признаков (параметров), характеризующих изменение свойств объекта диагностирования в процессе эксплуатации, установленных нормативно-технической документацией. Например, в результате метрического анализа и подконтрольной эксплуатации установлено предельно допустимое среднеквадратическое значение (СКЗ) виброскорости, равное 4,5 мм/с. В процессе диагностирования выявлено СКЗ виброскорости одного агрегата – 4,45 мм/с, другого – 4,55 мм/с. Можно ли сделать вывод, что первый агрегат исправлен, а второй – нет? Ответ очевиден – нельзя. Какой выход из положения?

В теории и практике диагностики принято, что диагностируемое оборудование имеет несколько состояний (классов, зон, категорий). В нормативных документах ИСО, в ГОСТ предусматривается четыре категории (зоны) технического состояния: А, В, С, Д.

Диагностические параметры в зоне А характеризуют хорошее состояние оборудования, отсутствие неисправностей. Этой зоне должны соответствовать параметры вибрации оборудования при введении в эксплуатацию после изготовления, модернизации или капитального ремонта.

Параметры вибрации оборудования, находящиеся в зоне В, характеризуют удовлетворительное состояние оборудования, пригодное для длительной эксплуатации вплоть до достижения параметров вибрации границ зон В-С. Параметры вибрации в зоне С свидетельствуют о неисправности оборудования.

Но эти неисправности позволяют продолжать эксплуатацию оборудования ограниченное время до вывода его на профилактическое мероприятие.

Зона Д характеризует аварийное состояние оборудования. При превышении параметров вибрации границ С-Д оборудование нужно немедленно остановить, так как дальнейшая эксплуатация его опасна, может произойти аварийный отказ.

Параметры границ зон зависят в общем случае от частоты вибрации. Каждая последующая зона отличается от предыдущей на один-два нормочисла, т.е. в 1,6 и 2,5 раза.

Метрические методы анализа ВС наиболее полно в настоящее время обеспечены средствами диагностирования и не требуют высокой квалификации персонала. Но эти методы в большинстве случаев позволяют выявить только развитые дефекты.

4.3. Статистические методы обработки и анализа вибрационного сигнала

ВС можно классифицировать как детерминированные и случайные. Строго говоря, детерминированных сигналов в машине не существует. Между детерминированными и случайными процессами нет четкой границы. Например, даже чисто гармонический детерминированный сигнал вида $x = S_a \cdot \sin(\omega t + \beta)$ можно рассматривать как случайный, если измерять перемещение x и фазу β в произвольные моменты времени.

Для операций со случайными процессами необходимо знание их вероятностных характеристик. Рассмотрим основные понятия, характеризующие случайные процессы. Зависимость $x(t)$, зарегистрированная на интервале времени $(0, t)$, называется реализацией случайного процесса. Пусть сигнал x имеет совокупность N дискретных значений. В этой совокупности сигнал величиной x_i встречается n_i раз. Следовательно, вероятность сигнала величиной x_i $P_{xi} = n_i/N$.

Распределение ВС как случайной величины может быть представлено как значение некоторой функции P_x от аргумента x : $P(x) = f(x)$. Если переменная x непрерывна, то вместо этой функции вводится плотность вероятности, под которой понимается вероятность того, что случайная переменная x_i примет значение внутри некоторого интервала величин $[x; x + \Delta x]$, разделенную на этот интервал

$$P(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\text{Вер}(x \leq x_i \leq x + \Delta x)}{\Delta x} . \quad (4.3)$$

Плотность вероятности удовлетворяет следующим условиям:

$$P(x) \geq 0; \quad \int_{-\infty}^{\infty} P(x) dx = 1.$$

Функции плотности распределения вероятностей случайного процесса характеризуются моментными характеристиками: начальными и центральными

моментами соответствующих степеней. Начальные моменты – это математические ожидания соответствующих степеней случайной функции

$$m_h = \int_{-\infty}^{\infty} P(x) dx, \quad h = 1, 2, \dots \quad (4.4)$$

Центральные моменты характеризуют степени отклонения случайной функции от ее математического ожидания

$$\mu_h = \int_{-\infty}^{\infty} (x - m_h)^h \cdot P(x) dx. \quad (4.5)$$

Совокупность моментов распределения полностью характеризует функцию плотности распределения вероятностей. Эти моменты используются для описания изменений состояния машин и механизмов. Наибольшее применение в задачах диагностики находят моментные функции четырех низших порядков: математическое ожидание; среднее квадратическое отклонение, степень асимметрии и эксцесс.

Математическое ожидание есть среднее значение случайной функции x

$$m_1 = \bar{x} = \int_{-\infty}^{\infty} x \cdot P(x) dx. \quad (4.6)$$

Существенно, что среднее значение случайной функции не является случайной величиной. Центральный момент первого порядка, определяемый по формуле (4.5), равен нулю.

Второй начальный момент характеризует среднее квадратическое значение (отклонение) реализации по всему ансамблю и называется мощностью случайного процесса

$$m_2 = \int_{-\infty}^{\infty} x^2 \cdot P(x) dx. \quad (4.7)$$

Центральный момент второго порядка дает дисперсию случайной величины

$$\mu_2 = D_x = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \bar{x})^2 \cdot P(x) dx. \quad (4.8)$$

Положительный корень из дисперсии дает среднее квадратическое отклонение σ

$$\sigma_x = \sqrt{D_x}. \quad (4.9)$$

Центральный момент третьего порядка используют для оценки степени асимметрии функции плотности распределения вероятностей

$$\mu_3 = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \bar{x})^3 P(x) dx. \quad (4.10)$$

Обычно асимметрию оценивают с помощью безразмерного коэффициента асимметрии

$$K_a = \mu_3 / \sigma_x^3.$$

Для симметричных распределений эта безразмерная величина равна нулю (рис. 4.2,а). Если асимметрия такова, что функция плотности P_x в области значений $x < \bar{x}$ более пологая, чем при $x > \bar{x}$, величина $K_a < 0$ (отрицательна), если имеет место обратная картина - $K_a > 0$ (положительна).

При отрицательном коэффициенте асимметрии вероятность появления больших значений ВС больше, чем малых, при положительном коэффициенте – наоборот.

Центральный момент четвертого порядка используют для оценки степени отклонения плотности распределения от нормального распределения вероятностей

$$\mu_4 = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \bar{x})^4 P(x) dx. \quad (4.11)$$

Для этой цели определяют безразмерную величину, называемую эксцессом

$$E_k = \frac{\mu_4}{\sigma_x^4} - 3. \quad (4.12)$$

Появление тройки связано с тем, что для нормальных распределений $E_k = 0$ и эксцесс нормален. Для нормальных распределений $\mu_4/\sigma_x^4 = 3$. При положительном эксцессе $E_k > 0$ кривая плотности распределения имеет более острую и высокую вершину, чем кривые нормального распределения; при отрицательном эксцессе $E_k < 0$ более низкую и пологую, иногда с двумя вершинами (рис. 4.2,б). По этой причине эксцесс называют иногда вершинностью.

Эмпирическое распределение амплитуд ВС представляется в виде ступенчатого графика, называемого гистограммой распределения (рис. 4.3), в виде ломаной кривой, которая называется полигоном распределения (эмпирической кривой распределения), на рис. 4.3,а, показана пунктиром. Высоты прямоугольников гистограмм равны частотам (частостям) n_i , а основание – интервалам или разрядам, на которые разбиты измеренные значения x_i . Ширина интервалов должна быть, как правило, одинаковой.

Полигон распределения строится по ординатам, равным высотам прямоугольников гистограммы, т.е. частотам (частостям) распределения. Ординаты откладываются из середины интервалов значений x_i по оси абсцисс. При уменьшении интервалов до бесконечно малой величины гистограммы и полигоны распределения по форме приближаются к плотности распределения.

Характеристиками распределения являются меры положения, меры рассеивания и моменты распределения. Меры положения определяют те центральные точки, около которых располагаются значения измеряемых величин. Таковыми точками являются выборочные: среднее значение, медиана и мода.

Выборочное среднее значение определяется по формуле

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N n_i \cdot x_i,$$

где n_i – частота (частость) сигнала x_i ;

N – число измерений.

Теоретическим аналогом выборочного среднего значения является математическое ожидание ВС, определяемые по формуле (4.6).

Выборочной медианой Me называют значение x_i , являющееся средним в ряде измеренных значений, упорядоченных по возрастанию или по убыванию. Выборочной модой Mo называют измеренное значение амплитуды сиг-

нала x_i , которое соответствует наибольшей ординате полигона распределения (рис. 4.4).

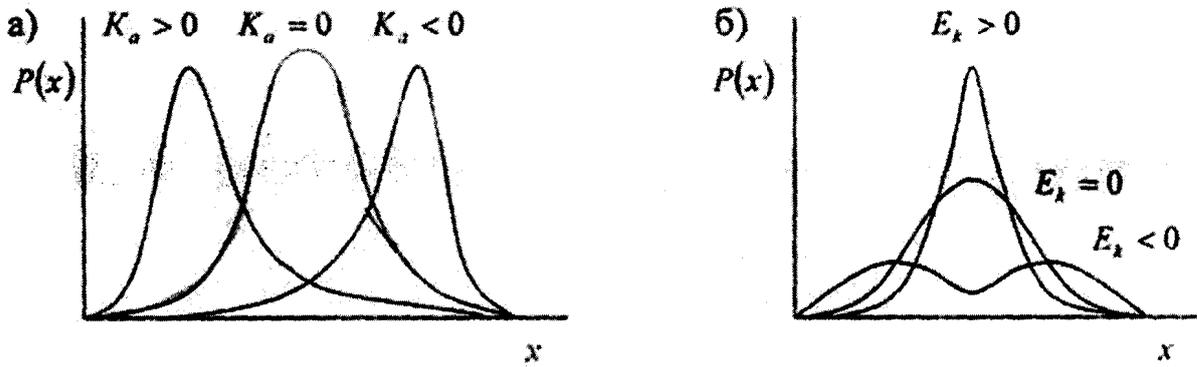


Рис. 4.2. Коэффициенты асимметрии K_a (а) и эксцесс E_k (б) вибрационного сигнала

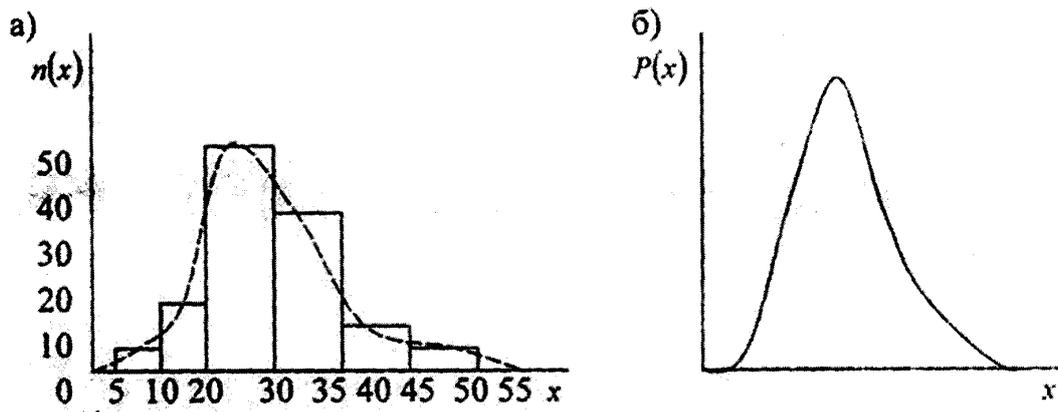


Рис. 4.3. Гистограмма и полигон распределения (показано пунктиром) (а), плотность распределения (б)

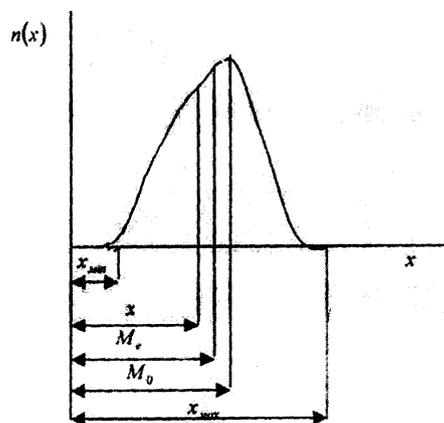


Рис. 4.4. Меры положения измеряемой величины

Меры рассеивания характеризуют разброс значения ВС относительно меры положения. К мерам рассеивания относятся выборочное среднее квадратическое отклонение, коэффициент изменчивости выборки и размах выборки, под которыми понимают разность между наибольшими и наименьшими значениями амплитуд $x_p = x_{max} - x_{min}$.

Выборочное среднее квадратическое отклонение определяется по формуле

$$\sigma = \sqrt{1/(n - 1) \sum_{i=1}^N n_i \cdot (x_i - \bar{x})^2}. \quad (4.13)$$

Если $N > 25$, то в формуле (4.13) можно принять вместо $(N - 1)$ значение N .

Теоретическим аналогом выборочного среднего квадратического отклонения является положительный корень из дисперсии по формуле (4.8). Коэффициент изменчивости (вариации) выборки измерений определяется по формуле

$$K_v = 100 \cdot \frac{\sigma}{\bar{x}}. \quad (4.14)$$

Центральные выборочные моменты h -ого порядка определяются по формуле

$$\mu_h = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N n_i \cdot (x_i - \bar{x})^h, \quad (4.15)$$

где $h = 2, 3, 4$ – номер центрального момента.

Теоретически аналогом зависимости (4.15) является выражение (4.5).

Коэффициенты асимметрии (косости) и эксцесс (мера крутости) определяются соответственно по формулам $K_a = \mu_3/\sigma_x^3$ и $E_k = (\mu_4/\sigma_x^4) - 3$.

Оценка характеристик случайных процессов основывается на анализе конечного числа реализаций конечной длины $(0, T)$. В общем случае эти оценки могут быть смещенными и отличаться от средних статистических.

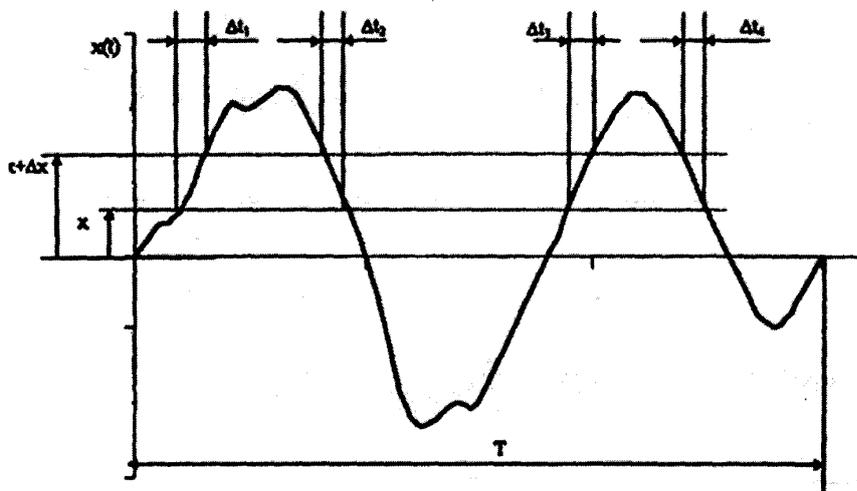


Рис. 4.5. Оценка одномерной плотности распределения временного случайного процесса $x(t)$

Случайные процессы, свойства которых не зависят от начала отсчета времени, а усреднение по ансамблю реализаций может быть заменено усреднением по времени, называются стационарными и эргодическими. ВС, как правило, являются стационарными и эргодическими.

Одномерная плотность вероятности эргодического случайного процесса может трактоваться как величина, пропорциональная относительно времени пребывания его реализации на уровне между x и $x + \Delta x$ (рис. 4.5) на интервале T

$$P(x) = \frac{\sum_{i=1}^N \Delta t_i}{T}. \quad (4.16)$$

Одномерная плотность распределения вероятностей ВС $P(x)$ широко используется при вибрационной диагностике оборудования в виде характеристик случайного процесса: выборочных среднеарифметического и среднеквадратического значений ВС, коэффициентов асимметрии и эксцесса, также путем анализа изменения формы закона распределения ВС, поскольку эта форма очень чувствительна к изменению структуры сигнала, вызываемого дефектом.

4.4. Спектральный анализ вибрационного сигнала

ВД машин производится, как правило, при установившемся режиме работы, при котором кинематические, силовые и другие параметры машины, включая ВС, периодически повторяются, т.е. являются функциями времени

$$x(t) = x(t - nT),$$

где T – постоянная величина, называемая периодом;

n – целое число.

Любая периодическая функция может быть представлена тригонометрической функцией $x(t)$.

$$x(t) = x_c + \sum_{i=1}^{\infty} x_{ai} \cdot \cos(i\omega_1 t - \varphi_i), \quad (4.17)$$

где x_c – постоянная составляющая (в ВС $x_c = 0$);

x_{ai} – амплитуда i – ой гармонической составляющей;

φ_i – начальная фаза i – ой гармонической составляющей.

Частоты колебаний, на которые разлагается периодическая функция $x(t)$, образуют гармоническую последовательность частот всех составляющих, кратных основной частоте $\omega_1 = 2 \cdot \pi / T$. Отдельные составляющие называются гармониками. Колебания с частотой ω_1 называются первой гармоникой ($i = 1$), с частотой $2 \cdot \omega_1$ – второй гармоникой ($i = 2$) и т.д.

Выражение (4.17) может быть представлено в другой, наиболее употребительной форме с ограниченным числом членов ряда

$$x(t) = \sum_{i=1}^n (a_i \cdot \cos(i\omega_i t) + b_i \cdot \sin(i\omega_i t)). \quad (4.18)$$

Коэффициенты a_i и b_i определяются по формулам:

$$a_i = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \cdot \cos(i\omega_i t) dt; \quad b_i = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \cdot \sin(i\omega_i t) dt; \quad (4.19)$$

$$x_{ai} = \sqrt{a_i^2 + b_i^2}; \quad \operatorname{tg} \varphi_i = b_i/a_i. \quad (4.20)$$

С увеличением n приближение $x(t)$ к точному значению улучшается. При численном анализе формулы (4.19) приобретают вид:

$$a_i = \frac{2}{N} \sum_{r=1}^N x_r \cdot \cos\left(2\pi i \frac{r}{N}\right); \quad b_i = \frac{2}{N} \sum_{r=1}^N x_r \cdot \sin\left(2\pi i \frac{r}{N}\right), \quad (4.21)$$

где N – число измерений ВС на периоде T ;

x_r – ордината (величина) измерений на отрезке r ;

r – порядковый номер измерения.

Тригонометрический ряд можно представить в комплексной форме

$$x(t) = \sum_{i=1}^{\infty} x_{ai} \cdot e^{ji\omega_i t}, \quad (4.22)$$

где

$$x_{ai} = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cdot e^{ji\omega_i t} dt. \quad (4.23)$$

Суммирование (4.22) ведется по целым числам i как положительным, так и отрицательным, включая ноль.

Разложение в ряд Фурье может быть обобщено так же на случай непериодических функций, если непериодическую функцию рассматривать как предельный случай периодической функции при неограниченно возрастающем периоде $T \rightarrow \infty$. Функция (4.22) представляется суммой синусоидальных составляющих. Но так как функция $x(t)$ предполагается непериодической, она может быть представлена только суммой бесконечно большого числа бесконечно малых синусоидальных колебаний. Комплексная амплитуда каждого отдельного колебания бесконечно мала. Частотный интервал между двумя соседними колебаниями также бесконечно мал, т.е. $x_i \rightarrow dx$; $\omega_i \rightarrow d\omega$; $i\omega_i \rightarrow \omega$, где dx – приращение амплитуды колебаний; ω – текущая частота, изменяющаяся непрерывно; $d\omega$ – приращение текущей частоты. Сумма (4.22) превратится в интеграл. Выражения (4.22) и (4.23) приобретут вид:

$$x(t) = \frac{1}{2 \cdot \pi} \int_{-\infty}^{\infty} x(\omega) \cdot e^{ji\omega t}; \quad (4.24)$$

$$x(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot e^{-i\omega t} dt. \quad (4.25)$$

Формула (4.24) представляет собой интеграл Фурье в комплексной форме. Если ряд Фурье представляет периодическую функцию суммой синусоид с частотами, имеющими определенные дискретные значения, то интеграл Фурье представляет непериодическую функцию суммой синусоид с непрерывной последовательностью частот.

В спектре непериодической функции интервалы между отдельными спектральными линиями сливаются, и вместо дискретных линий спектр изображается непрерывной последовательностью точек, т.е. непрерывной кривой. Такой спектр называется сплошным.

Величина $x(\omega)$ выражает не непосредственную амплитуду, а так называемую спектральную плотность. Абсолютный модуль этой величины $|x(\omega)|$ называют спектром ВС. Соотношения (4.24) и (4.25) между временной функцией $x(t)$ и ее отображением в частотной области $x(\omega)$ называются прямыми и обратными преобразованиями Фурье. Физический смысл преобразования Фурье состоит в том, что если известна реализация процесса $x(t)$ во временной области, то с помощью преобразования Фурье можно просчитать вклад этой функции в колебания на частотах ω , т.е. осуществить фильтрацию процесса, перейдя к распределению амплитуд в частной области. Выражение (4.24) можно записать в виде

$$x(t) = \int_0^{\infty} x_a(\omega) \cdot \cos[\omega t + \varphi(\omega)] d\omega, \quad (4.26)$$

где $x_a(\omega)$ и $\varphi(\omega)$ - амплитудный и фазовый спектры.

Ценными диагностическими свойствами обладает энергия и мощность сигнала. Средняя мощность стационарного сигнала на интервале времени $(0, T)$ описывается зависимостью

$$P(t) = \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{\infty} [x(t)]^2 dt, \quad (4.27)$$

а энергия сигнала равна интегралу от мощности по всему промежутку существования сигнала

$$E = \int_{-\infty}^{\infty} [P(t)] dt = \int_{-\infty}^{\infty} [x(t)]^2 dt. \quad (4.28)$$

Выражение (4.28) отражает полную энергию функции $x(t)$. Эта же энергия может быть представлена в виде функции частот

$$E = \int_{-\infty}^{\infty} [x(\omega)]^2 d\omega. \quad (4.29)$$

Приравнивая энергию в выражениях (4.28) и (4.29), получим равенство Персеваля

$$\int_{-\infty}^{\infty} [x(t)]^2 dt = \int_{-\infty}^{\infty} [x(\omega)]^2 d\omega. \quad (4.30)$$

Физический смысл равенства Персеваля состоит в том, что полная энергия функции $x(t)$ равна сумме энергий ее отдельных частотных составляющих $[x(\omega)]^2 d\omega$.

Величина $[x(\omega)]^2 = S(\omega)$ - называется спектральной плотностью энергии сигнала, а графическое выражение $S(\omega)$ называется энергетическим спектром.

Спектральный анализ ценен для диагностики оборудования сам по себе. По энергетическому спектру выявляются частотные составляющие ВС.

Рассматривается динамика изменения спектра во времени в целом или отдельных частотных составляющих.

Кроме того, на рассмотренных спектральных методах анализа базируются корреляционный, кепстральный и биспектральный анализы.

4.5. Корреляционный анализ вибрационного сигнала

В диагностике используется корреляционный анализ ВС как случайного процесса. Например, при вибрационной диагностике подшипников качения виброперемещение корпуса подшипника представляет собой наложение случайных и детерминированных составляющих от множества источников (неуравновешенности ротора, ударов в зацеплении и в подшипниках, воздействий от внешних источников). Среди хаоса случайных и детерминированных сигналов имеются составляющие, которые несут диагностическую информацию. При спектральном анализе изучается характер изменения сигнала при возникновении дефекта. При корреляционном анализе выявляются периодические составляющие ВС, возбуждаемые дефектом.

Корреляционный анализ позволяет выявить взаимозависимость двух случайных сигналов, например, при идентификации вибрации.

Плотность распределения $P(x, t)$ позволяет найти среднее значение ВС, его дисперсию, асимметрию и эксцесс, но не содержит информации о поведении случайного процесса. Этот процесс может быть монотонным, с составляющими периодического или импульсного характера. Характер этого процесса можно выявить, рассматривая двухмерную плотность распределения. Обозначим значение случайной функции при времени t_1 и t_2 как $x(t_1) = x_1$; $x(t_2) = x_2$. Будем рассматривать эти функции как связанные случайные величины. Для совокупности двух случайных величин можно ввести плотность совместного распределения $P_2(x_1, x_2; t_1, t_2)$ или двухмерную плотность распределения ВС. Она показывает, насколько связаны между собой значения случайной функции при двух различных моментах времени. Количественная оценка этой связи дается с помощью автокорреляционной функции.

Автокорреляционная функция выражения (4.17) представляется в виде

$$K_{xx}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \cdot x(t - \tau) dt. \quad (4.31)$$

В практике диагностирование оборудования иногда приходится выявлять источник вибрации диагностируемого объекта. Для этой цели производят одновременное измерение вибрации объекта и предполагаемого источника. Для идентификации вибрации наиболее предпочтительным считается метод использования взаимокорреляционной функции.

При дискретном представлении двух сигналов нормированная функция взаимной корреляции или иначе корреляционная связь двух сигналов определяется по формуле

$$\rho_{xy}(\tau) = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y})}{N \cdot \sigma_x \cdot \sigma_y}, \quad (4.32)$$

где x_i ; y_i – i -ое значение сигналов x и y ;

N – число реализаций сигналов;

\bar{x} ; \bar{y} – среднее арифметическое значение сигналов,

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i; \quad \bar{y} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N y_i;$$

$\sigma_x; \sigma_y$ – средние квадратические отклонения сигналов,

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{N(N-1)}}; \quad \sigma_y = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{N(N-1)}}.$$

Коэффициент линейной регрессии определяет угол наклона регрессии типа $y = a + b \cdot x$ к оси x , a и b постоянные, определяемые из соотношения

$$y = \rho_{xy} \frac{\sigma_y}{\sigma_x} \bar{x} + [\bar{y} - \rho_{xy} \frac{\sigma_y}{\sigma_x} \bar{x}]. \quad (4.33)$$

Нормированная функция автокорреляции при дискретном представлении сигнала определяется по формуле

$$\rho_{xx}(\tau) = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}) \cdot (x_{i+\tau} - \bar{x})}{N \cdot \sigma_x^2}. \quad (4.34)$$

Более подробные сведения о корреляционном анализе вибрационного сигнала можно найти в специальной литературе.

4.6. Анализ временной реализации вибросигнала (формы волны)

При развитии дефектов временные зависимости ВС претерпевают определенные изменения. Колебательный процесс становится нестабильным, появляются единичные или множественные выбросы, быстропротекающие флуктуации. Возрастают амплитуды вибрации. Путем анализа этих изменений выявляется техническое состояние оборудования.

Методы анализа временной реализации ВС заключаются в обработке зависимостей параметров ВС от времени, в простейшем случае – в расшифровке виброграмм. Методы безаппаратурной расшифровки виброграмм разработаны лишь для ВС с небольшим числом явно выраженных гармонических составляющих. Амплитуды виброперемещений S_a мкм и частоты f_i определяются по формулам:

$$S_{ai} = \frac{A_i \cdot K_s}{2}; \quad f_i = \frac{1}{B_i \cdot K_t}, \quad (4.35)$$

где K_s – масштаб перемещения, мкм/мм;

A_i – размах i – ой гармонической составляющей записи колебаний, мм;

K_t – масштаб времени, с/мм;

B_i – период записи колебаний i – ой гармонической составляющей, мм.

По временной реализации ВС производится анализ амплитудных характеристик, заключающихся в определении среднего, пикового, среднего квадратического значения амплитуд вибросигнала. Анализ амплитудно-временных характеристик ВС заключается также в определении временных интервалов между ударными импульсами.

Временная реализация ВС состоит из информативных составляющих и помех. Для выделения и усиления информативных составляющих ВС используются методы стробирования, синхронного накопления, частотной селекции, гребенчатой фильтрации и др.

Стробирование или временная селекция ВС применяется для выделения составной части ВС, жестко связанной с определенной фазой кинематического цикла ОД. Выделение осуществляют с помощью синфазных циклу работы диагностируемой составной части стробирующих импульсов. Сигналы в период времени, соответствующий ширине стробирующего импульса, пропускаются; сигналы, проявляющиеся в других фазах цикла, подавляются.

Результирующим процессом является последовательность импульсов нужной длительности Δt , идущих с периодом T протекающего в ОД процесса (рис. 4.6). Характерным примером является двигатель внутреннего сгорания, у которого зазор между поршнем и цилиндром проявляется в сигнале вибрации в определенном отрезке каждого цикла двигателя. Этот отрезок выделяется и анализируется различными методами, включая спектральный анализ выделенного сигнала.

Обработка временной реализации ВС существенно упрощается при его частотной селекции, т.е. при разделении его по частотным составляющим, при выделении отдельных частотных составляющих. Частотная селекция ВС реализуется посредством различных фильтров: верхнего и нижнего уровня, полосовых, узкополосных, гребенчатых, следящих и др.

Например, для ВД зубчатых передач, подшипников качения, муфт, рабочих поверхностей валов прессов и т.п. информативными являются частоты, кратные частотам вращения валов. В этом случае применяется метод частотной селекции - клиппирование, при котором анализируется только ВС с частотами, кратными основной частоте.

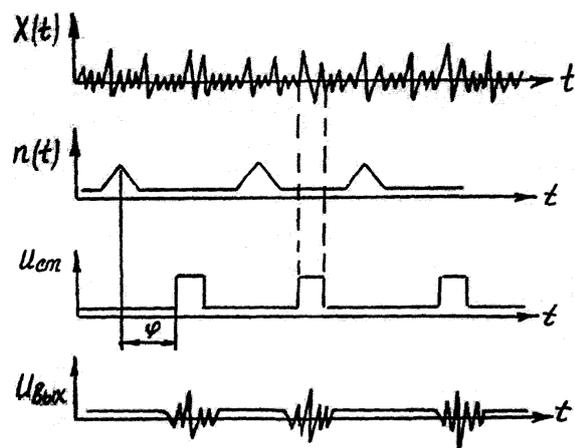


Рис. 4.6. Принципиальная схема стробирования:
 $x(t)$ - реализация вибрационного сигнала; $n(t)$ - запись цикла;
 $u_{ст}$ - фаза столба; $u_{вых}$ - выделенный сигнал; φ - фаза

В тех случаях, когда энергия гармонического ряда ВС невелика, т.е. уровни компонент ряда соизмеримы или меньше помех, используется метод синхронного накопления. Этот метод заключается в том, что суммируются реализации сигнала на периоде детерминированной оставляющей процесса

$$y(t) = \sum_{i=1}^n [A(t - kT_0) + Z(t - kT_0)], \quad (4.36)$$

где $A(t)$ – периодическая компонента с периодом T_0 ;

$Z(t)$ – случайная компонента с дисперсией σ_z^2 .

Амплитуда периодической составляющей растет пропорционально n , энергия пропорционально n^2 , а дисперсия суммы случайных компонентов равна сумме дисперсий $n + \sigma_z^2$. Отношение сигнал/помеха на выходе синхронного накопителя $n \cdot A^2 / \sigma_z^2$, что в n раз превышает то же отношение на входе.

К методам анализа временной реализации относится обработка ВС по огибающей. Этот метод применяется в том случае, когда физика воздействия неисправности на вибрацию составной части оборудования связана с амплитудой или фазовой модуляцией.

К методу анализа ВС по огибающей относится резонансный демодуляционный анализ. При этом методе используется высокочастотная составляющая спектра в узкой полосе, соответствующей резонансной частоте вибропреобразователя порядка 20-40 кГц. Выделенные фильтром импульсы демодулируются (детектируются и сглаживаются). Полученная серия импульсов с периодичностью повторения ударов от дефекта подвергается спектральному анализу. По полученному низкочастотному спектру можно судить о частоте и интенсивности ударов от дефекта. Достоинство метода заключается в том, что резонансное усиление сигнала в форме импульса происходит в высокочастотной области, где слабо сказываются резонансные свойства конструкции и в том, что низкочастотные помехи фильтруются.

Модификацией «резонансного» метода, обеспечивающего исключительно высокое отношение сигнал/помеха и не требующего дорогостоящих тарировочных экспериментов, является метод обнаружения зарождающихся дефектов по спектру амплитудной огибающей вибросигнала на резонансной частоте вибропреобразователя в зоне до 500 кГц. Основной идеей этого метода является то, что динамические явления, вызванные взаимодействием поврежденных элементов кинематических пар, порождают амплитудную модуляцию вибросигнала, которая проявляется на всех частотах. Построение огибающей вибрационного сигнала в высокочастотной области (25...500 кГц) обеспечивает надежное диагностирование повреждений контактирующих поверхностей. Этот метод позволяет обнаруживать выкрашивание контактирующих поверхностей зубьев, тел и дорожек качения; усталостные трещины в основании зуба и др.

Разновидностью резонансного метода является метод анализа огибающей на резонансных частотах диагностируемого объекта. Этот метод основан на измерении и анализе периодически повторяющихся затухающих колебаний на собственных частотах узла. Спектр таких колебаний представляется в виде

комбинированных частот $f_0 \pm k \cdot f_s$, в окрестности собственной частоты узла f_n где f_s - частота чередования импульсов, $k = 1, 2, \dots, n$.

Гребенчатая фильтрация заключается в резонансном усилении ВС на базовой и кратной базовой частотам. Иногда используются гребенчатые фильтры, настраиваемые на пропускание частот, кратных основной частоте. При переменной частоте вращения диагностируемой составной части оборудования применяются гребенчатые фильтры.

4.7. Прочие методы обработки и анализа вибрационного сигнала

Спектральный и корреляционный анализы не всегда позволяют уверенно выделить составляющие вибрации, обусловленные модуляцией, которая вызывается погрешностями изготовления, износом узлов и другими причинами. В таких случаях полезную информацию о состоянии оборудования дает сжатие ВС с помощью кепстрального и вейвлетного анализа.

К прочим методам обработки анализа ВС отнесены также дискриминантные и другие методы, появившиеся в последнее время.

Кепстральный анализ

Кепстральный анализ заключается в том, что спектр вибросигнала обрабатывается нелинейной функцией, чаще всего просто логарифмируется. При этом слабые пики гармоник сигналов относительно увеличиваются, а сильные – ослабляются. Происходит расширение сигнала в частотной области, спектр выравнивается по амплитудам гармоник. Спектр сигнала в логарифмическом масштабе обрабатывается обычной процедурой быстрого преобразования Фурье (БПФ). Расширение сигнала в частотной области приводит к сжатию сигнала во временном представлении. Полученная зависимость называется кепстром сигнала.

Независимый аргумент кепстра имеет размерность времени. Значения времени отдельных пиков на кепстре соответствуют периоду проявления процессов, соответствующих этому пику. Причем время измеряется от нулевого значения до конкретного пика на кепстре.

При кепстральном анализе выявляются периодичности в спектре подобно тому, как выявляются периодичности во временном сигнале посредством спектрального анализа. Иначе, если спектр показывает наличие периодичности в ВС, то кепстр показывает наличие периодичности в спектре. Кепстр показывает наличие семейств гармоник в ВС, а также базовые частоты каждого семейства (оборотные, подшипниковые, зубцовые и др.).

Применение кепстрального анализа эффективно при диагностике оборудования, в сжатых ВС которого имеется несколько семейств гармоник. К такому оборудованию относятся многовальные агрегаты, например, прессовые части бумагоделательных машин, редукторы, подшипниковые узлы и т.п.

Посредством кепстрального анализа можно идентифицировать дефект, то есть выявлять происхождение отдельных пиков в спектрах – являются ли они

следствием того или иного дефекта (первичными колебаниями) или являются гармониками от других процессов.

Кепстр определяется как преобразование Фурье от логарифмического спектра мощности

$$C(\tau) = F\{\log S_{xx}(f)\}, \quad (4.37)$$

где $F\{\log S_{xx}(f)\}$ – преобразование Фурье;

$S_{xx}(f)$ – спектр мощности $x(t)$;

τ – независимая переменная, имеющая размерность времени.

Основным преимуществом кепстра является то, что он сжимает диагностическую информацию, содержащуюся в спектре при неисправностях ОД и распределенную по всему частотному диапазону в виде множества модуляционных компонент, превращая ее в ограниченное число (2-3 компоненты) рахмоник кепстра. (рис. 4.7).

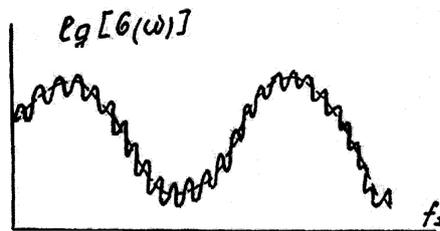


Рис. 4.7. Кепстр вибрации

Кепстр есть инвариантная функция по отношению к месту установки датчика на ОД, поскольку он реагирует на изменения всех модуляционных компонент в совокупности, в то время как амплитуды спектральных компонент очень сильно зависят от положения датчика даже при небольшом его смещении. В качестве диагностических признаков используются амплитуды кепстральных компонент (рахмоники), для временного отсчета – квефренси, соответствующие периоду основной частоты возбуждения.

Регрессионный анализ вибрационного сигнала

Выявить зависимость параметров вибрации от структурных параметров ТС в явном виде удастся не всегда. Часто в контролируемой полосе частот вибрация является следствием нескольких структурных параметров. В этом случае используют квазидетерминированную диагностическую модель, при реализации которой выявляется методом математического планирования экспериментов уравнения регрессии

$$\Delta L_i = b_{0i} + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i=1}^k b_i x_i x_j; \quad i = j, \quad (4.38)$$

где ΔL_i - изменение уровня вибрации в контролируемой i -ой полосе частот, $i = 1, 2, \dots, n$; b – коэффициент регрессии; x_i, x_j - кодированные значения структурных параметров ТС.

Уравнение регрессии показывает, как влияют структурные параметры на величину параметра вибрации. Знак «+» свидетельствует об увеличении диагностического параметра при увеличении соответствующего структурного параметра, знак «-» об уменьшении диагностического параметра при возрастании структурного параметра. Для выявления различных факторов на ВС, иначе для получения уравнения регрессии (4.38) производится полный факторный анализ.

Вейвлет-анализ вибрационного сигнала

Многие дефекты элементов кинематических пар являются источниками импульсных возмущений. Возникающие ударные импульсы невелики по амплитуде и поэтому трудно различимы на фоне шума и периодических составляющих. Метод вейвлет-анализа позволяет получать характеристики ударных процессов, происходящих в механической системе, определять периодичность появления импульсов, разделять их по частотам. Отклик системы с одной степенью свободы на ударное воздействие может быть описан следующей моделью

$$x(t) = a_0 e^{-\beta t} \cos(\omega t + \varphi_0), \quad (4.39)$$

где x – смещение; a_0 – начальная амплитуда; ω – собственная частота затухающих колебаний (резонансная частота), связанная с частотой собственных колебаний системы без трения ω_0 соотношением $\omega^2 = \omega_0^2 - \beta^2$; $\beta = b/(2 \cdot m)$ – скорость затухания колебаний, b – коэффициент сопротивления, m – масса колеблющейся системы. Далее собственной частотой системы будем называть резонансную частоту.

Реальная механическая система имеет множество собственных частот колебаний. Модель отклика реальной системы на ударный импульс выглядит как сумма моделей (4.39), соответствующих элементов системы. В вибрационном сигнале появляется ряд затухающих колебаний с частотами, соответствующими резонансным частотам системы.

С применением вейвлет-преобразования получается наглядное разложение исходного виброакустического сигнала на частотно-импульсные составляющие. Для определения характеристик импульса применяется следующий алгоритм. Путем фильтрации ВС устраняются высокоэнергетические периодические составляющие; выделяются ударные импульсы путем обработки отфильтрованного вибросигнала методом вейвлет-преобразования; определяются параметры ударных импульсов по значениям собственных частот и моментам их возникновения, строится график зависимости собственных частот от времени.

На практике при диагностировании оборудования могут применяться одновременно несколько методов анализа. Приведенный обзор обработки и анализа ВС является далеко не полным. Диагностика, как наука, находится в стадии развития, поэтому постоянно появляются новые и совершенствуются известные методы анализа ВС.

4.8. Цифровая обработка вибрационных сигналов

В современной виброанализирующей аппаратуре используются технологии цифровой обработки ВС. Цифровая обработка ВС включает преобразование аналоговых сигналов в цифровые, усреднение параметров вибрации, цифровую фильтрацию ВС, шкалирование и калибровку, представление результатов измерений.

Преобразование аналоговых сигналов в цифровые

Вибрационный процесс в большинстве случаев является непрерывным во времени, т.е. представляется в аналоговой форме .

На первом этапе цифровой обработки производится аналоговая фильтрация ВС для выделения информативного диапазона частот. Непрерывный аналоговый сигнал представляется в дискретном виде с последующим преобразованием дискретного сигнала в цифровую форму. При цифровой обработке ВС производят дискретизацию его по времени и квантование по величине.

При цифровом анализе ВС представляется мгновенными значениями через определенные интервалы времени. Этот процесс называется дискретизацией, а величина, обратная интервалу времени между смежными выборками, называется частотой дискретизации (квантования). Например, при частоте дискретизации 5 кГц сигнал измеряется 5000 раз в секунду, а интервал между отсчетами составляет $2 \cdot 10^{-4}$ с.

При цифровом анализе возможно появление побочной низкочастотной составляющей в спектре, равной абсолютному значению разности между частотой ВС и частотой дискретизации. Например, при частоте вибрации 1020 Гц и частоте дискретизации 1000 Гц реконструированный цифровой сигнал будет не 1020 Гц, а $1020 - 1000 = 20$ Гц.

Для предотвращения скольжения ВС при преобразовании его с аналоговой в цифровую форму нужно брать очень высокую частоту дискретизации, которая в соответствии с теоремой Найквиста должна превышать наибольшую частоту ВС не менее чем в 2,56 раза. Например, при частоте дискретизации 1000 Гц верхняя граница полосы частот анализируемого ВС составит примерно 400 Гц. Другим путем является, установка фильтров удаляющих в ВС все составляющие с частотами, превышающими 40 % от частоты дискретизации, т.е. более 400 Гц в приведенном примере.

При аппаратурной реализации спектрального анализа следует принимать во внимание частотное разрешение спектра. Разрешение по частоте в спектре определяется шириной спектральной линии, под которой принимается минимальное значение по оси частот, на которое может отличаться одно значение частоты ВС от другого.

Частотный диапазон спектра – это диапазон частот, в котором можно рассмотреть гармоники вибросигнала. Число линий в спектре, реализуемое в приборных средствах колеблется от 200 до 12 800. Оно показывает, сколько градаций по частоте имеется в спектре.

Частотное разрешение обычно принимают приблизительно равным по величине обратной временной длительности зарегистрированного сигнала. Оно определяется также как частное от деления максимального значения, принятого для анализа диапазона частот на число линий в спектре. Например, при диапазоне $0 \dots 500$ Гц и числе линий в спектре 200 разрешение по частоте равно $500/200 = 2,5$ Гц, а при диапазоне $0 \dots 50$ Гц – $50/200 = 0,25$ Гц. При числе линий в спектре 800 частотное разрешение соответственно равно 0,625 и 0,0625 Гц.

Частотное разрешение улучшается с уменьшением диапазона измеряемых частот, но при этом увеличивается время измерений. Например, время измерений вибрации в октавных полосах частот со среднегеометрическими значениями 2 и 4 Гц должно быть не менее 20 с, в октавах 8 и 16 Гц – не менее 2 с и в октавах 31,5 и 63 Гц – не менее 1 с. При измерении случайной вибрации время усреднения в октавах с частотами от 2 Гц до 63 Гц принимается 120 с.

После выбора частоты дискретизации аналоговый сигнал преобразуется аналого-цифровым преобразователем (АЦП) в цифровые значения на каждом интервале выборки. Эти цифровые значения квантуются, т.е. выражаются в виде чисел, состоящих из конечного числа бит.

Фильтрация вибрационного сигнала и быстрое преобразование Фурье

Фильтрация ВС заключается в разбивке частотного диапазона на поддиапазоны с использованием различных фильтров:

фильтры нижних частот (4.8,а) подавляют высокочастотные составляющие ВС выше верхнего предела частотного диапазона;

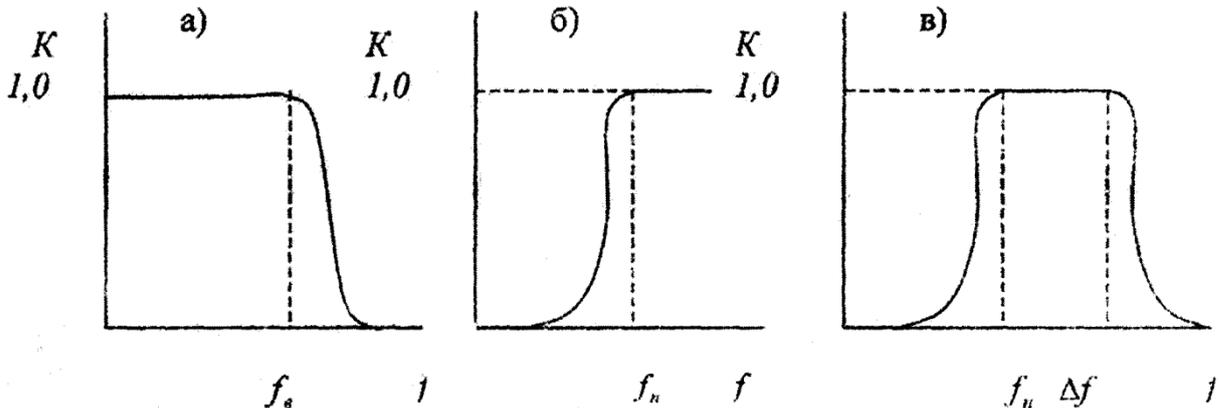


Рис. 4.8. Коэффициенты передачи фильтров а) нижних частот; б) верхних частот; в) полосового

фильтры верхних частот (рис. 4.8,б) подавляют низкочастотные составляющие ВС ниже нижнего предела частотного диапазона;

полосовые фильтры с постоянной полосой пропускания Δf (рис. 4.8,в): декадные, октавные, третьоктавные и др.

Узкополосная фильтрация производится с использованием метода быстрого преобразования Фурье (БПФ).

Различают мгновенный и усредненный спектр вибрации. Мгновенный спектр – это спектр, зафиксированный в определенный момент времени. Мгновенный спектр используется при анализе переходных (пускоостановочных) режимов для выявления условий возникновения резонансов.

Усредненный спектр – это спектр вибрации, усредненный за определенный момент времени, чаще за время дискретизации.

4.9. Сведения о модальном анализе и идентификации вибрации

При диагностировании оборудования нередко возникают задачи определения собственных частот и форм колебаний конструкций сложных агрегатов, а также выявления источников и причин вибрации, ее локализация. Эти задачи решаются при модальном анализе конструкций и идентификации вибрации. В подразделе даются лишь общие представления об этих сложных разделах теории и практики виброзащиты и вибродиагностики оборудования. Кроме того, приводятся простейшие методы определения собственных частот и декрементов затухания конструкций.

Модальный анализ заключается в определении динамических характеристик колеблющихся конструкций, в определении собственных частот и форм, колебаний (моды) конструкций. Мода – это вид колебаний сложных механических систем, характеризующихся пространственной конфигурацией колеблющейся системы, определяемой положением ее узловых точек (линий или поверхностей), а также собственной частотой, присущей каждой моде. Мода колебаний – это характеристическое колебание механической системы на собственной частоте. Реальные конструкции машин и оборудования обладают многими модами вибрации. В определение их форм и собственных частот состоит задача модального анализа.

При модальном анализе, наряду с определением собственных частот и форм колебаний, находятся следующие комплексные динамические характеристики конструкции:

динамическая податливость – отношение перемещения к силе, его вызывающей;

динамическая жесткость – отношение силы к вызываемому ею перемещению;

подвижность (мобильность, полная механическая проходимость) - отношение виброскорости к силе, ее вызывающей;

механический импеданс – отношение силы к вызываемой ею виброскорости;

эффективная (динамическая) масса – отношение силы к ускорению;

ускоряемость – отношение ускорения к силе.

Комплексные динамические показатели, характеризующие колебания конструкции приведены в табл. 4.2, где обозначено: F – сила, m – масса, a – ускорение, V – скорость, d – изменение размера (деформация).

Комплексные динамические показатели конструкций

Прямой показатель	Условные обозначения	Единицы измерения	Обратный показатель	Условные обозначения	Единицы измерения
Динамическая масса	F/a	Hc^2/m	Ускорение, отнесенное к силе	a/F	m/Hc^2
Механический импеданс	F/V	Hc/m	Мобильность (полная механическая проводимость)	V/F	m/Hc
Жесткость	F/δ	H/m	Податливость	δ/F	m/H

Анализ мод колебаний представляет собой процесс определения модальных параметров конструкции для всех мод в определенном частотном диапазоне. Каждая мода может быть представлена в виде модели системы с одной степенью свободы, рассмотренной в разделе 2, где динамическая модель показана на рис. 2.7, а математическая модель в виде формулы 2.1.

Сущность модального анализа рассмотрим на примере межопорного вала, физическая модель которого представлена в виде балки на шарнирных опорах. При ударе по балке возбуждаются колебания балки на собственных частотах по различным формам, которые затухают со временем, рассеивая энергию удара. Представим реакцию вала на удар в различных аспектах.

В физическом (механическом) представлении сложная геометрическая деформация вала может быть представлена с помощью набора простых независимых графиков деформации или форм мод [6].

Во временном аспекте колебания представляются как набор затухающих колебаний на собственных частотах. В частотном аспекте анализ временного сигнала дает спектр, содержащий серию пиков, соответствующих собственным частотам.

В модальном аспекте реакция вала на удар представляется в виде модальной модели, построенной на основе работ моделей систем с одной степенью свободы. Форма каждой моды представляет собой перемещение всех точек вала при соответствующей модальной частоте. Деформация конструкции в целом представляет собой сумму деформации по каждой моде. По отношению деформации на конкретной моде к деформации балки в целом можно судить о вкладе этой моды в общую деформацию конструкции и на этом основании сделать выводы о практических мероприятиях по виброзащите конструкции.

В заключение еще раз отметим, что модальные частоты и затухание, формы мод присущи конкретным конструкциям, являются их динамическими

характеристиками. Они не зависят от величины и характера динамических воздействий на конструкции.

Определение параметров первой моды колебаний конструкций

На практике наиболее часто при модальном анализе определяются динамические характеристики первой моды колебаний конструкций оборудования: низшие собственные частоты и логарифмические декременты затухания или коэффициенты динамического усиления колебания при резонансе.

Динамические характеристики конструкции определяются:

по записи затухающих колебаний, возбуждаемых кратковременным приложением или снятием нагрузки;

по амплитудно-частотным характеристикам колебаний;

по записи вынужденных колебаний при широкополосном возбуждении.

Кратковременное приложение нагрузки осуществляется ударом по конструкции в месте ее наибольшей упругой податливости в направлении, совпадающем с направлением исследуемых колебаний. Быстрый сброс нагрузки осуществляется предварительным нагружением конструкции подвесом груза или натяжением связи (троса, канатика) и разрывом связи.

Собственная частота колебаний конструкции f_0 определяется по периоду T_g колебаний

$$f_0 = 1/T_d \sqrt{1 - 1/4\alpha_p^2}, \quad (4.40)$$

где α_p – коэффициент динамического усиления колебаний при резонансе, определяемый по интенсивности затуханий, характеризуемый декрементом затуханий по формуле

$$\alpha_p = h/\ln(San/Sa(n + 1)), \quad (4.41)$$

где San и $Sa(n + 1)$ - максимальные смещения затухающих колебаний, отстаивающие один от другого на период T_d .

Амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) получаются путем измерения вынужденных гармонических колебаний конструкции, возбуждаемых специальными вибровозбудителями в широком диапазоне частот или вращающимися массами самой машины при различной ее частоте вращения (при пуске или остановке).

Требования, предъявляемые к вибровозбудителям:

диапазон частот вращения $0,5 f_n \dots 2f_b$, где f_n и f_b – наименьшая и наибольшая частоты вынужденных колебаний элемента машин;

масса вибровозбудителя не более 10 % от массы конструктивного элемента, на которой он устанавливается;

надежность крепления вибровозбудителя на машине.

Статический дисбаланс вибровозбудителя может быть ориентировочно определен по зависимости $D = m_{пр} \cdot S_{max} / \alpha_{po}$, где m – масса конструкции машины, приведенная к точке крепления вибровозбудителя; S_{max} - максимально допустимая амплитуда виброперемещений конструкции при измерении: α_{po} –

ожидаемое значение коэффициента динамического усиления колебаний при резонансе.

АЧХ дают исчерпывающие сведения о динамических свойствах конструкции. Собственная частота колебаний определяется по частоте, соответствующей пику АЧХ, а коэффициент динамического усиления колебаний при резонансе по ширине резонансного пика на уровне 0,7 от его наибольшего значения, по формуле

$$\alpha_{po} = f_0/\Delta f. \quad (4.42)$$

Большая часть конструкции оборудования – жесткие. При переходных режимах этого оборудования можно получать только восходящие ветви АЧХ. Ориентировочно определение коэффициента динамического усиления колебаний при резонансе возможно по углу сдвига фаз β между возмущающей силой и колебаниями конструкции по формуле

$$\alpha_p = \frac{n}{(1-\eta^2) \cdot \operatorname{tg} \beta}, \quad (4.43)$$

где η – частотное отношение.

Заметим, что современные средства измерения и анализа вибрации позволяют получать АЧХ автоматически из анализа вибрации при переходных режимах работы агрегатов.

При широкополосном возбуждении конструкции колеблются на резонансной частоте. Широкополосный характер имеют микросейсмические воздействия на оборудование от внешних источников случайного характера: возбуждения от мостовых кранов, от кавитационных и турбулентных явлений в жидких средах, от ударов бревен в корообдирочных барабанах, щепы в циклонах и т.п. Записи колебаний конструкций оборудования от широкополосных источников колебаний позволяют определить их низшие собственные частоты колебаний.

Идентификация вибрации

Идентификация в общем случае понимается как построение математической модели функционирующего объекта (системы, машины) по априорной информации и измерительным данным. В большинстве практических задач идентификации математическая модель представляется в виде простейшего операторного уравнения $y = Ax$, где y - вектор параметров вибрации; x - вектор структурных параметров объекта диагностирования или параметров его технического состояния; A - оператор, подлежащий определению.

Иначе, широкое распространение получила так называемая параметрическая идентификация, при которой на основе информации строятся гипотезы о структуре модели. На основе измерений проверяют гипотезы и принимают соответствующие решения. Здесь рассматривается сравнительно узкая задача идентификации – выявление источников и причин вибрации оборудования. Одной из задач идентификации источников вибрации является их локализация, т.е. установление места нахождения этих источников.

Локализация и идентификация источников вибрации производится при изготовлении к эксплуатации оборудования. Методы идентификации и локализации источников вибрации, в первую очередь, ориентированы на выявление причин повышенной виброактивности оборудования. В случаях, когда изменение технического состояния ОД сопровождается увеличением колебательной энергии, задача идентификации и локализации источников повышенной виброактивности является первым этапом виброакустической диагностики. Они позволяют определить относительную роль каждого источника в создании виброакустического поля. На их основе строят математическую модель – механизма и устанавливают особенности протекающих в механизме виброакустических процессов.

Одним из распространенных способов идентификации вибрации является сопоставление частот дискретных составляющих спектра вибрации с расчетными частотами возбуждений, действующих в машине или ее составной части.

Спектры вибрации желательно измерять на нескольких скоростных режимах работы машины, что позволяет надежно сопоставить расчетные частоты с реальным частотным спектром вибрации, разделяя вынужденные и собственные колебания и выявляя резонансные зоны.

Одной из важнейших задач идентификации является определение вида вибрации по происхождению, так как методы уменьшения вибрации существенно зависят от ее вида.

5. БАЛАНСИРОВКА ВАЛОВ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН

Как уже отмечалось основными конструктивными элементами БМ являются валы и цилиндры, образующие системы посредством упругодемпфирующих связей в виде сукна, сетки, бумаги, сопрягаемых валов. Упругодемпфирующие связи между валами в батареях валов могут быть «жесткими» по образующим валов, например в прессах и каландрах или относительно слабыми в виде сетки, сукна, бумаги.

Для выявления закономерностей колебаний каждого отдельного вала батареи, в том числе при решении задач их балансировки, рассматриваются парциальные колебания валов в предположении абсолютной жесткости и неподвижности сопрягаемых валов.

В разделе приводятся теоретические основы и практические рекомендации по балансировке валов и цилиндров на балансировочных станках дорезонансного и зарезонансного типов, а также непосредственно на бумагоделательных машинах.

Балансировочные станки дорезонансного и зарезонансного типа отличаются по отношению частоты вращения вала к собственным частотам их колебаний на опорах станков. В станках зарезонансного типа частота вращения вала больше частоты собственных колебаний, в станках дорезонансного типа собственные частоты колебаний наоборот больше частот вращения. При балансировке валов на машине преобладает дорезонансный режим вращения валов.

В разделе приводится обоснование допустимой неуравновешенности валов при их эксплуатации и остаточной неуравновешенности после их балансировки, обосновываются требуемые соотношения между допустимой и остаточной неуравновешенностями валов.

5.1. Неуравновешенность и балансировка валов. Общие сведения

Под неуравновешенностью валов понимается смещение линии центров масс относительно оси вращения [6]. Различают статическую, моментную и динамическую неуравновешенности. При статической неуравновешенности линия центров масс параллельна оси вращения и отклоняется от нее на величину e , называемую удельным дисбалансом. При моментной неуравновешенности линия центров масс пересекает ось вращения в центре масс. При динамической неуравновешенности проявляется одновременно статическая и моментная неуравновешенности, действующие в различных плоскостях. При динамической неуравновешенности опоры вала нагружаются силами, неравными по величине и несовпадающими по направлению. Валы могут быть жесткими и гибкими. Частота вращения жесткого вала меньше его низшей частоты собственных колебаний.

Заметим, что к гибким валам относятся валы, работающие на машине в зарезонансном режиме при $\eta = \omega/\omega_0 > 1,0$. У гибких валов частота вращения превышает низшую частоту собственных колебаний.

Обычно полагают, что при $\eta < 0,4$ вал работает в жестком недеформируемом режиме, при $\eta = 1,0$ – в резонансном состоянии, при $\eta = 0,7 – 1,3$ – в околорезонансном режиме: $0,4 < \eta < 1,0$ – в жестком деформируемом режиме, при $\eta > 1,0$ – в гибком режиме.

Частота собственных колебаний вала, а, следовательно, и режим его работы на машине зависит от жесткости конструкций вала и упругой податливости его опор. Причем в большинстве случаев для валов бумагоделательных машин гибкий режим валов обеспечивается применением упругоподатливых опор, например для валов на рычагах с пневмоприжимом. Большой упругий прогиб рабочей части вала (рубашки вала) недопустим из их технологических соображений.

При такой постановке вопроса на современных бумагоделательных машинах, работающих на скоростях до 1200 м/мин, гибких валов не существует. Гибких валов также нет и на машинах ранних поколений, работающих на малых и средних скоростях. Тем не менее, рассмотрим возможность балансировки валов при различных частотных отношениях η (жестких и гибких) на станках зарезонансного типа, имеющих весьма малую частоту собственных колебаний валов, на подвесных опорах маятникового типа, определяемую по формуле

$$\omega_{об} = \sqrt{\frac{g}{l_{п}}}, \text{ рад/с}, \quad (5.1)$$

где $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; $l_{п}$ – длина маятникового подвеса, м.

Под балансировкой в соответствии с ИСО 1925 понимают процедуру, во время которой проводят оценку распределения масс ротора и, если необходимо, изменяют его таким образом, чтобы остаточный дисбаланс, вибрация или силы, воздействующие на подшипник на частоте вращения вала, не выходили за пределы установленных допусков.

Важнейший вопрос при эксплуатации и балансировке валов БМ – обоснование их допустимой неуравновешенности. Рассмотрим методику обоснования предельных параметров вибрации опорных конструкций валов и их допустимой неуравновешенности на машине.

5.2. Допустимая неуравновешенность валов и цилиндров бумагоделательных и отделочных машин

Для обоснования допустимой (остаточной) неуравновешенности валов и цилиндров бумагоделательных и отделочных машин необходимо учитывать следующие факторы вредного воздействия их неуравновешенности:

прочность и выносливость материала деталей валов (рубашки, цапф, патронов);

нагрузки на подшипниковые опоры;
 вибрация валов;
 вибрация поддерживающих конструкций (станин, фундамента);
 влияние вибрации на технологический процесс производства бумаги.

Кроме того, следует учитывать так называемую эксплуатационную неуравновешенность, возникающую, например, из-за остаточного прогиба валов, износа цапф и подшипников, температурных деформаций и др.

Рассмотрим существующие нормативы неуравновешенности валов, принятые разными фирмами. По нормам, разработанным ЦНИИ «Буммашем», допустимая неуравновешенность валов, а также допустимый упругий прогиб оси вала в мм для бумагоделательных машин с обрезной шириной 6720 мм и скоростью до 900 м/мин приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Допустимые неуравновешенность и упругий прогиб оси вала

Наименование валов	Допустимые значения	
	Неуравновешенность, кг·м	Упругий прогиб, мм
1	2	3
Грудные	0,20	0,1
Сетководущие сеточного стола	0,05	0,1
Бумаговедущие	0,04	0,25
Сукноведущие прессовой части	0,04	0,3
Сукноведущие сушильной части	0,05	0,3
Гауч - валы и отсасывающие прессовые	0,40	0,1
Сушильные и холодильные цилиндры	0,50	0,2
Цилиндры (барабаны) накатов	0,35	0,2

Фирма «Вяртсиля» - изготовитель бумагоделательных машин № 3 и 4 АО «Соликамскбумпром», принимает точность балансировки сушильных цилиндров при балансировочной скорости 1000 м/мин с лицевой и приводной стороны 0,6 кг·м, сукноведущих валов - 0,05 кг·м.

Классы точности балансировки валов оборудования ЦБП, в том числе бумагоделательных машин регламентированы ГОСТ 26563-85. В этом же стандарте установлены нормы на относительный цилиндрический прогиб валов и роторов. Эти классы точности и относительные динамические прогибы сведены в

табл. 5.2, где $[e \cdot \omega]$ - допустимые значения произведения удельного дисбаланса вала e на угловую частоту вращения вала ω .

Таблица 5.2

Классы точности балансировки валов и цилиндров бумагоделательных машин

Наименование валов БМ	Класс точности балансиров- ки	$[e \cdot \omega]$ мм·рад/с	Относительный динамический прогиб e_g мкм/м
Грудные, прессовые, вакуум-пересасывающие, валы каландров, гауч –валы, сушильные цилиндры, барабаны наката при скорости БМ до 1000 м/мин свыше 1000 м/мин	3	2,5	10
	2	1,0	
Сукно- и сетководущие прессовых и сушильных частей БМ при скорости до 1000 м/мин свыше 1000 м/мин	3	2,5	25
	2	1,0	
Тамбурные валы	4	6,3	25
Сетководущие и бумаговедущие валы	2	1,0	16
Роторы центробежных технологических насосов, кроме смесительных и массных	4	6,3	
Роторы смесительных и массных насосов	2	1,0	

Для возможности и сравнения, приведенных в табл. 5.2 динамического прогиба валов приведем сведения по прогибу, принятые институтом «ЦНИИ Буммаш» и фирмой «Вяртсиля». По данным «ЦНИИБуммаша» допустимый динамический упругий прогиб принят во всем диапазоне скоростей БМ следующим:

- для грудного и сетководущих валов – 0,1 мм;
- для сушильных цилиндров и цилиндра наката – 0,2 мм;
- для бумаговедущих валов – 0,25 мм;
- для сетко – и сукноведущих валов – 0,3 мм.

По допустимому динамическому прогибу валов, проявляющемуся в форме биений, находится допустимая остаточная неуравновешенность валов. Допустимые прогибы при различных оценках приведены в табл. 5.3.

При определении предельной неуравновешенности принимаем наиболее неблагоприятные сочетания распределения масс в валах, когда неуравношен-

ность вала представляется в виде статической неуравновешенности, причем центр тяжести вала размещается в середине его пролета.

Таблица 5.3

Относительные амплитуды виброперемещений при различных оценках

Наименование объекта	Относительные амплитуды виброперемещений при оценке			
	Хорошо	Нормально	Неудовл.	Аварийн.
Станины и фундаменты, валы прессов, каландров, сушильные цилиндры, цилиндры накатов, вакуум-пересасывающие валы	1/125000	1/50000	1/20000	1/8000
Базовые валы сеточного стола: грудные, гауч-валы, сеткоповоротные ведущие	1/200000	1/75000	1/30000	1/12000
Сетка, -сукно- и бумаго-ведущие валы, прочие трубчатые валы, корпуса шаберов, трубы sprыска	1/75000	1/30000	1/12000	1/4800

В этом случае зависимость амплитуда колебаний середины вала определяется по формуле [6]

$$S_a = e \frac{\eta^2}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + \eta^2/\alpha_p}} \leq S_a, \quad (5.2)$$

где η - отношение частот вращения валов к частотам их собственных колебаний; e – удельный дисбаланс вала; α_p – коэффициент динамического усиления колебаний при резонансе.

Неуравновешенность валов оценивается также по относительному динамическому прогибу, равному отношению амплитуды прогиба в середине пролета вала к расстоянию между опорами e

$$S_a/e. \quad (5.3)$$

Следует отметить, что для БМ иногда нормируется не полная неуравновешенность, а неуравновешенность, отнесенная к приводной и лицевой стороне. Полученные значения распределяют на лицевую и приводную стороны поровну.

Амплитуда виброперемещений валов существенно зависит от отношения частот его вращения и собственных колебаний. Поскольку валы БМ работают в дорезонансном режиме, и параметры колебаний на любой скорости не должны

превышать допустимого значения по указанным критериям. Принимаются максимально возможные значения частотного отношения $\eta = 0,6$.

Коэффициенты динамического усиления колебаний при резонансе находятся в пределе 10-20 и более. При расчете принимаются наиболее вероятные значения $\alpha_p = 20$. Полная остаточная неуравновешенность валов, исходя из ограничения динамического прогиба для БМ с обрезной шириной бумажного полотна 6720 мм, представлена в табл. 5.4.

Таблица 5.4

Допустимая остаточная неуравновешенность валов, обеспечивающая их допустимый прогиб

Скорость БМ м/мин	600	800	1000	1200	1600
Предельная неуравновешенность, мкм	8930	3150	2010	1400	790

Определение предельной неуравновешенности валов, исходя из критерия их прочности

Динамические нагрузки от неуравновешенности валов вызывают постоянные по знаку напряжения в конструкции, а статические нагрузки - переменные напряжения. Следовательно, нагрузки от неуравновешенности валов изменяют коэффициент асимметрии цикла нагружений валов. Предел выносливости неуравновешенного вала при сохранении максимального значения напряжений не снижается.

Снижение прочности валов происходит из-за увеличения суммарных напряжений от статических нагрузок и неуравновешенностей валов. Обычно напряжение от неуравновешенности не превышает при оценке «нормально» 5 % нагрузки от собственного веса. Иначе динамический прогиб не должен превышать 20 % от статического прогиба. Статический же прогиб для трубчатых валов должен быть не более 1/20000. Следовательно, исходя из прочности валов, относительный динамический прогиб не должен быть больше 1/80000.

Определение неуравновешенности трубчатых валов исходя из ограничений динамической нагрузки на подшипниковые опоры

Динамические нагрузки от неуравновешенности валов на опору, с лицевой и приводной стороны, определяются по формуле

$$F_n = m \cdot \omega^2 e / 2 . \quad (5.4)$$

Вектор этой силы вращается вместе с валом. Вектор эксплуатационных нагрузок и собственный вес вала неподвижен. Суммарная статическая и динамическая нагрузка пульсирующая.

Коэффициент асимметрии этой нагрузки должен быть положительным. Иначе точка контакта тел качения с неподвижным кольцом будут вращаться совместно с валом, будут выбирать зазоры в подшипниках качения и резко увеличатся колебания. Режим, соответствующий резкому возрастанию амплитуд

колебаний, следует считать аварийным. Сила инерции от неуравновешенности, приходящаяся на одну опору должна быть меньше половины массы вала $m \cdot e \cdot \omega^2 < g \cdot m/2$.

Оценке «нормально» будет соответствовать такая неуравновешенность, при которой силы инерции в 2,5...6,25 раз меньше значения соответствующего аварийного режима. Следовательно, допустимое значение неуравновешенности вала определяется по формуле

$$(m \cdot e) = \frac{g \cdot m}{2 \cdot \omega^2 (2,5 \div 6,25)}. \quad (5.5)$$

Из приведенной зависимости видно, что допустимое значение неуравновешенности увеличивается с увеличением массы машины, диаметра вала и уменьшается с увеличением скорости.

Определение остаточной неуравновешенности валов по критериям ограничения параметров колебания фундаментов и станин

Амплитуда колебаний станины $S_{цс}$ пропорциональна остаточной неуравновешенности валов и определяется по формуле

$$S_{цс} = \vartheta \frac{\eta^2}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + \frac{\eta^2}{\alpha_p^2}}}, \quad (5.6)$$

где ϑ - мера уровня возбуждающих колебаний сил, равная отношению остаточной неуравновешенности валов к массе станины, $\vartheta = m_g \cdot \rho / m_{ст}$; η - отношение частот вращения валов к частоте собственных колебаний станины; α_p - коэффициент динамического усиления колебаний при резонансе станины или фундамента.

По данным экспериментальных исследований коэффициенты нарастания колебаний при резонансе станин и фундамента находятся в пределах $\alpha_p = 5 \dots 15$.

Принимаем наиболее вероятное значение $\alpha_p = 10$. Масса станины совместно с приведенной к ней массой вала, по крайней мере, в 2 раза превышает массу вала. При назначении предельной неуравновешенности принимаем наиболее неблагоприятное соотношение масс станины совместно с валом к массе станины, равное 2. Приняв предельную амплитуду колебаний станины при оценке «нормально» в соответствии с нормами $S_a = 60 \dots 60$ мкм и используя формулу (5.6), находим предельную неуравновешенность вала

$$[mg] < S_a \cdot \frac{M}{m} \cdot \frac{m \sqrt{(1-\eta^2)^2 + \frac{\eta^2}{\alpha_p^2}}}{\eta^2}. \quad (5.7)$$

По всем критериям предельная неуравновешенность прямо пропорциональна массе, поэтому для валов БМ целесообразно нормировать не статиче-

ский дисбаланс по плоскостям исправления, а удельный дисбаланс e , под которым понимается отношение статического дисбаланса к массе вала.

В заключении отметим, что нормирование остаточной неуравновешенности трубчатых валов следует вести по критериям:

- а) прочности и выносливости деталей валов;
- б) упругого прогиба валов;
- в) колебаний поддерживающих валы конструкций.

5.3. Определение параметров вибрации опор вала на балансировочных станках

Принцип определения передаточной функции рассмотрим на примере колебаний симметричного статически и динамически неуравновешенного вала, устанавливаемого на машине и на балансировочной установке (рис. 5.1) и имеющего следующие параметры: l – расстояние между опорами; d_e – диаметр вала, м; S, W, J – параметры сечения вала; соответственно площадь, m^2 , момент сопротивления, m^3 , момент инерции, m^4 ; e – удельный дисбаланс вала положение, которого относительно опор определяется параметрами a_1 и a_2 , м; ω_0 – собственная частота колебаний вала на абсолютно жестких шарнирных опорах, рад/с; m_n – масса опорной площадки установки, кг; C – условный коэффициент жесткости опорной конструкции маятникового подвеса; b – коэффициент неупругого сопротивления (в случае установки демпфера колебаний).

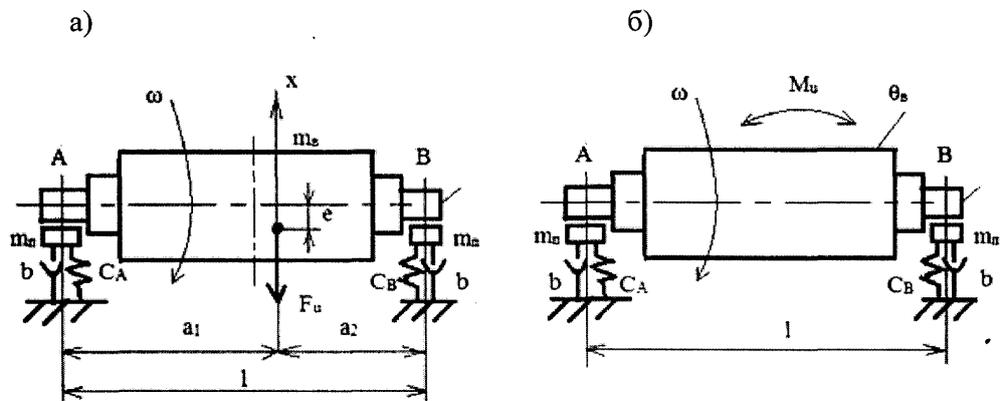


Рис. 5.1. Динамическая модель колебаний вала на балансировочной установке под воздействием силы F_u (а) и момента M_u (б) инерции неуравновешенных масс

$m_{пр} = m_B + 2 \cdot m_n$ – приведенная масса вала с опорными конструкциями;

$m_A = m_{пр} \cdot a_2/l$; $m_B = m_{пр} \cdot a_1/l$ – приведенные к опорам массы вала и опорной площадки.

Для компенсации дисбаланса вала проводится его динамическая балансировка: для жестких валов – в двух плоскостях коррекции, для гибких валов и для жестких деформируемых валов – в трех плоскостях коррекции. Допускается жесткие деформируемые валы балансировать в двух плоскостях коррекции, но частота вращения вала при динамической балансировке должна быть равна

эксплуатационной частоте его вращения. Жесткие недеформируемые валы можно балансировать на любой частоте. Минимальная частота вращения при балансировке определяется порогом чувствительности балансировочной установки по значению дисбаланса.

На БМ применяются преимущественно жесткие недеформируемые динамически неуравновешенные валы. При вращении на них действуют гармонические силы $F_{и}$ и моменты сил инерции $M_{и}$ неуравновешенных масс, определяемые по формулам:

$$F_{и} = F_{а} \cdot \cos \omega t = m_{в} \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t; \quad M_{и} = I_{м} \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t + \psi), \quad (5.8)$$

где $F_{а}$ – амплитуда силы инерции неуравновешенных масс, Н;

$I_{м}$ – момент инерции вала относительно центра масс, кгм²;

e – удельный дисбаланс масс, м;

$m_{в}$ – масса вала, кг;

ω – угловая частота вращения вала, рад/с, $\omega = \pi \cdot n/30$;

n – частота вращения вала, об/мин;

ψ – угол между плоскостями, в которых действуют соответственно силы $F_{и}$ и момент $M_{и}$ инерции неуравновешенных масс, расположенный равновероятно в пределах $\psi = 0 \dots 2 \cdot \pi$.

Динамические жесткости опор

$$C_{а} = m_{а} \cdot \omega_0^2; \quad C_{в} = m_{в} \cdot \omega_0^2,$$

где ω_0 – собственная угловая частота маятникового подвеса опорной площадки

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{g}{l_{м}}}, \text{ рад/с,}$$

где $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$l_{м}$ – длина маятникового подвеса, м.

Колебания вала, возбуждаемые силой инерции неуравновешенных масс $F_{и}$ и без учета рассеивания энергии колебаний в опорах ($b = 0$) описываются следующей системой дифференциальных уравнений :

$$m_{пр} \cdot \ddot{x} + (C_{а} + C_{в}) \cdot x + (C_{а} \cdot a_1^2 - C_{в} \cdot a_2^2) \cdot \varphi = m_{в} \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t;$$

$$\theta_{пр} \cdot \ddot{\varphi} + (C_{а} \cdot a_1^2 - C_{в} \cdot a_2^2) \cdot \varphi + (C_{а} \cdot a_1 - C_{в} \cdot a_2) \cdot x = 0. \quad (5.9)$$

Колебания вала, возбуждаемые моментом инерции $M_{и}$ неуравновешенных масс, описываются системой дифференциальных уравнений:

$$m_{пр} \cdot \ddot{x} + (C_{а} + C_{в}) \cdot x + (C_{а} \cdot a_1^2 - C_{в} \cdot a_2^2) \cdot \varphi = 0; \quad (5.10)$$

$$\theta_{пр} \cdot \ddot{\varphi} + (C_{а} \cdot a_1^2 - C_{в} \cdot a_2^2) \cdot \varphi + (C_{а} \cdot a_1 - C_{в} \cdot a_2) \cdot x = I_{м} \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t + \psi).$$

Для симметричных валов ($C_{а} = C_{в}$; $a_1 = a_2$) колебания вала, возбуждаемые силой инерции, описываются только первым уравнением из системы (5.9), а моментом инерции – вторым уравнением из системы (5.10):

$$\begin{aligned} m_{\text{пр}} \cdot \ddot{x} + m_{\text{пр}} \cdot \omega_0^2 \cdot x &= m_{\text{в}} \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t; \\ \theta_{\text{пр}} \cdot \ddot{\varphi} + m_{\text{пр}} \cdot l^2 / 4 \cdot \omega_0^2 \cdot \varphi &= I_{\text{м}} \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t + \psi). \end{aligned} \quad (5.11)$$

Разделив первое уравнение на $m_{\text{пр}}$, второе – на $\theta_{\text{пр}}$, получим:

$$\begin{aligned} \ddot{x} + \omega_0^2 \cdot x &= \frac{m_{\text{в}} e}{m_{\text{пр}}} \omega^2 \cdot \cos \omega t; \\ \ddot{\varphi} + \frac{m_{\text{пр}}}{\theta_{\text{пр}}} \cdot \frac{l^2}{4} \cdot \omega_0^2 \cdot \varphi &= \frac{I_{\text{м}}}{\theta_{\text{пр}}} \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t + \psi). \end{aligned} \quad (5.12)$$

Частота собственных поворотных колебаний вала $\omega_{0\varphi}$ пропорциональна собственной частоте поперечных колебаний вала ω_0 и определяется по формуле

$$\omega_{0\varphi} = \sqrt{\frac{m_{\text{пр}}}{\theta_{\text{пр}}}} \cdot \frac{1}{2} \cdot \omega_{0x}. \quad (5.13)$$

Приведенный момент инерции масс вала на балансировочной установке определяется по следующим формулам:

для сплошного вала, например вала каландра

$$\theta_{\text{пр}} = \frac{m_{\text{в}}}{12} \cdot (3 \cdot r_{\text{н}}^2 + l_p^2) + \frac{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}} + m_{\text{н}}}{2} \cdot l^2; \quad (5.14)$$

для трубчатого вала

$$\theta_{\text{пр}} = \frac{m_{\text{в}}}{12} \cdot (3 \cdot r_{\text{н}}^2 - 3 \cdot r_{\text{вн}}^2 + l_p^2) + \frac{m_{\text{ц}} + m_{\text{к}} + m_{\text{н}}}{2} \cdot l^2, \quad (5.15)$$

где $m_{\text{в}}, m_{\text{ц}}, m_{\text{к}}, m_{\text{н}}$ – массы соответственно вала (рубашки), цапфы с патроном, корпуса подшипника, каретки балансировочной установки, кг; $r_{\text{н}}, r_{\text{вн}}$ – радиусы наружной и внутренней поверхности рубашки вала, м; l_p – длина рубашки вала, м.

Из решений уравнений (5.11 и 5.12) определяются параметры вибрации вала на опорных конструкциях балансировочной установки

$$x = S_{ax} \cdot \cos \omega t; \quad \varphi = S_{a\varphi} \cdot \cos(\omega t + \psi), \quad (5.16)$$

где S_{ax} и $S_{a\varphi}$ – амплитуды соответственно горизонтальных и поворотных перемещений вала на опорных площадках балансировочной установки,

$$S_{ax} = \frac{m_{\text{в}} \cdot e}{m_{\text{пр}}} \cdot \frac{\eta_x^2}{1 - \eta_x^2}; \quad S_{a\varphi} = \frac{I_{\text{м}}}{\theta_{\text{пр}}} \cdot \frac{\eta_{\varphi}^2}{1 - \eta_{\varphi}^2}, \quad (5.17)$$

где $\eta_x = \omega / \omega_{0x}$; $\eta_{\varphi} = \omega / \omega_{0\varphi}$ – частотные отношения, равные отношению частоты вращения вала к частотам собственных колебаний вала соответственно горизонтальных ω_{0x} и поворотных $\omega_{0\varphi}$ колебаний.

В зарезонансных балансировочных станках $\eta_x \gg 1,0$, $\eta_\varphi \gg 1,0$, амплитуды горизонтальных и поворотных колебаний вала по расчетным формулам (5.17) получаются с отрицательным знаком, свидетельствующим о том, что вал колеблется в противофазе с векторами неуравновешенности. Этот факт следует учитывать при балансировке валов на установке.

По амплитудам поворотных колебаний вала находятся амплитуды его виброперемещений вала на опорной площадке вала

$$S_{ax\varphi} = S_{a\varphi} \frac{l_B}{2}, \quad (5.18)$$

где l_B – длина вала между осями опорных конструкций вала, м.

Горизонтальные и поворотные колебания вала сдвинуты по фазе на случайный угол ψ . Амплитуды виброперемещений опорных площадок вала определяются как геометрическая сумма амплитуд виброперемещений при горизонтальных S_{ax} и поворотных $S_{a\varphi}$ колебаниях вала (рис. 5.2).

Приведенные данные показывают, что динамически неуравновешенный жесткий вал возбуждает вибрацию опор балансировочной установки силами, не равными по величине и не совпадающими по направлению.

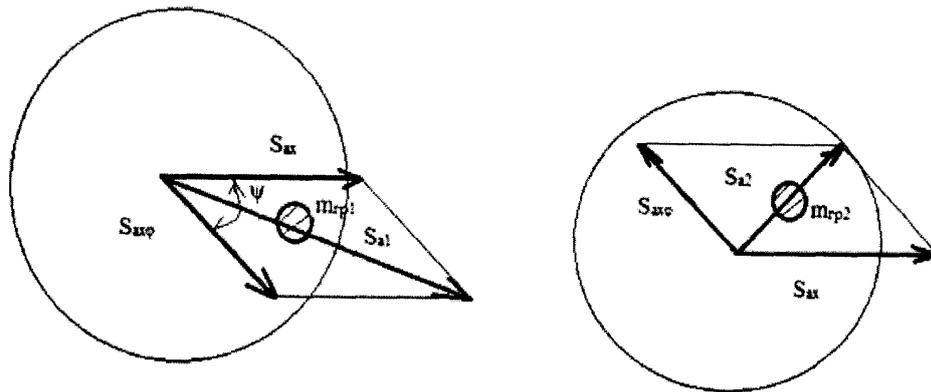


Рис. 5.2. Суммарные амплитуды виброперемещений противоположных опор вала на балансировочной установке

Для балансировки жесткого вала нужно иметь два балансировочных груза, расположенных вблизи опор. При этом следует помнить, что при балансировке на станках зарезонансного типа балансировочные грузики следует устанавливать с легкой стороны, совпадающей по направлениям с векторами амплитуд S_{a1} и S_{a2} .

При балансировке валов на станках дорезонансного типа балансировочные грузики также размещаются с легкой стороны, но расположенной с противоположной стороны векторов S_{a1} и S_{a2} .

При балансировке валов на балансировочных станках зарезонансного типа обычно полагают, что величина перемещения опор соответствует величине дисбаланса вала. При отсутствии внешних сил вал вращается относительно главной центральной оси инерции опоры станка, прогиб ротора под действием

сил веса изменяет положение вала. В вертикальной плоскости опоры вала обладают высокой жесткостью, в горизонтальной – весьма податливыми опорами.

Под действием сил тяжести и реакции опор возникают силы инерции ротора

$$F_{и} = m_p \cdot \omega^2 \cdot e,$$

где e – смещение центра масс ротора (условный дисбаланс).

В горизонтальном направлении внешние силы равны нулю, так как эти силы отклоняют ось вращения вала. Внешние силы будут весьма незначительны. В горизонтальном направлении ротор с опорами образуют маятник. Перемещения опор не пропорциональны составляющим силам, которые бы действовали на неподвижные опоры. Появляется коэффициент искажения, различный для силовой и моментной составляющих.

Пример определения параметров вибрации опор балансировочной установки зарезонансного типа при следующих исходных данных:

вал симметричный массой m_b ;

требуемая степень точности балансировки характеризуется величиной $[e \cdot \omega]$, мм·рад/с;

максимальная круговая частота вращения вала на машине ω_m , рад/с или n_m в об/мин;

низшая собственная круговая частота колебаний вала (критическая частота) на машине $\omega_{об}$;

частота вращения вала на балансировочной установке $\omega_б$;

собственная частота колебаний вала на установке $\omega_{об}$,

$$\omega_б / \omega_{об} > 4;$$

масса опорной конструкции установки, подвешенной на пластинах с одной стороны $m_{он}$.

Порядок расчетов

1) Требуемый удельный дисбаланс вала

$$e = \frac{[e \cdot \omega]}{\omega_m} = \frac{9,55 \cdot [e \cdot \omega]}{n}. \quad (5.19)$$

2) Требуемая амплитуда виброперемещений опоры балансировочной установки

$$S_{аб} \leq e \frac{m_b}{m_b + m_{он}}, \text{ мм.} \quad (5.20)$$

3) СКЗ виброскорости

$$V_e = \frac{S_a \cdot \omega_б}{\sqrt{2}}. \quad (5.21)$$

4) Амплитуда виброперемещений вала на машине без учета демпфирования

$$S_{ам} = e \frac{\eta^2}{1 - \eta^2} = e \frac{(\omega_m / \omega_{об})^2}{(\omega_{об} / \omega_{об})^2}, \text{ мм,} \quad (5.22)$$

5) Отношение амплитуд виброперемещений вала на машине $S_{ам}$ и на балансировочной установке $S_{аб}$ равно

$$K = \frac{S_{ам}}{S_{аб}} = \left(1 + \frac{2 \cdot m_{он}}{m_{в}}\right) \cdot \frac{\eta^2}{1 - \eta^2}. \quad (5.23)$$

Как уже отмечалось, неуравновешенность ротора оценивается различными параметрами:

удельным дисбалансом e ;

дисбалансом $D = m \cdot e$, кг·м, под которым понимается произведение массы ротора m на удельный дисбаланс e . Дисбаланс для валов и цилиндров распределяется по плоскостям исправления (по торцам валов с лицевой и приводной сторон машины);

динамическим прогибом в середине пролета ротора;

окружной скоростью центра масс $e \cdot \omega$, равной произведению удельного дисбаланса e на максимальное значение угловой частоты вращения вала ω ;

массой m_R , отнесенной к радиусу наружной поверхности вала или в процентах к массе ротора δ_R .

Критерием нормирования дисбалансов жестких валов является система точности балансировки роторов, установленная стандартом ИСО1940-1:2003. По этой системе все роторы оборудования разбиваются на 11 классов точности балансировки. Для каждого класса точности установлено максимальное значение произведения $e \cdot \omega$, наиболее приемлемые классы точности приведены в табл. 5.5.

Таблица 5.5

Классы точности балансировки						
Класс	1	2	3	4	5	6
$[e \cdot \omega]$, мм· рад/с	0,4	1,0	2,5	6,3	16	40

В международной практике классы точности балансировки обозначаются индексом G . Например, требуется четвертый класс точности балансировки – на чертеже вала проставляется индекс $G_{6,3}$.

Балансировка валов на машине

При эксплуатации оборудования валы можно балансировать непосредственно на машине. Балансировка валов на машине принципиально не отличается от балансировки валов на дорезонансных станках.

Для БМ возможны следующие варианты определения дисбалансов валов:

- 1) при пуске каждого вала в отдельности при неработающей машине;
- 2) в процессе эксплуатации машины или при пуске всей машины, или отдельной секции без предварительной подготовки вала для балансировки;

3) при пуске отдельного вала или отдельной секции во время останова машины с предварительной подготовкой вала, например, снятие сукна, постановка опор на упругие элементы и т.п.

Метод балансировки по первому варианту принципиально не отличается от методов балансировки роторов балансировочном станке. Разгон может осуществляться собственным приводом или специальным разгонным устройством. Для балансировки сушильных цилиндров по первому варианту необходимо снятие паразитных зубчатых колес, связанных с зубчатым колесом балансируемого цилиндра.

При балансировке по второму варианту возникает принципиальное затруднение в выделении сигнала от неуравновешенности балансируемого вала от сигналов, накладываемых от неуравновешенности смежных валов и других источников. Если диаметр вала не равен диаметрам смежных валов, то балансировка этого вала возможна при «острой» настройке измерительной аппаратуры на частоту вращения вала.

Особенности балансировки валов с динамическим прогибом

Ранее рассмотрена балансировка валов в предположении их большой жесткости, что приемлемо при балансировке жестких базовых валов. Трубчатые валы БМ колеблются также в жестком режиме, низшие частоты их собственных колебаний также превышают частоты вращения. Например, сукноведущий вал при диаметре 520 мм и скорости БМ 1200 м/мин имеет частоту вращения $f_c = 1200$ об/с, а низшая собственная частота вала $f_0 = 18$ Гц, частотное отношение $\eta = f_c/f_0 = 0,67$.

Пусть центр масс вала смещен относительно оси вращения вала на величину удельного дисбаланса e . На жесткий (недеформируемый) вал действует сила инерции $F_{ц} = m_{пр} \cdot e \cdot \omega^2$, где $m_{пр}$ - приведенная к центру тяжести масса вала. Под действием силы инерции вал прогибается на величину y . Сила инерции действующая на вал увеличивается до значения $F_u = m_{пр} \cdot (e + y) \cdot \omega^2$. Возникает так называемая динамическая неуравновешенность вала, зависящая не только от удельного дисбаланса, а также от частотного отношения η , от меры уровня, характеризующего рассеивание энергии, от жесткости опорных конструкций вала и от других факторов. Балансировка такого вала на станках дорезонансного типа в лучшем случае должна проводиться на рабочей частоте вращения вала на машине, что не удастся делать на практике.

Из приведенного вытекает, что при балансировке упруго деформируемых валов на балансировочных станках необходимо знать отношение параметров вибрации опоры вала на балансировочном станке и соответствующие параметры вибрации на машине. Назовем это отношение передаточной функцией. По передаточной функции и нормативным параметрам вибрации на машине можно определить предельные параметры колебаний вала на балансировочном станке. Это определение особенно важно в тех случаях, когда балансировка осуществляется не на современных балансировочных станках, оснащенных встроенными средствами измерения и обработки вибрационного сигнала, например на стан-

ках фирмы НПО «Балансмаш», а на кустарных балансировочных установках, изготавливаемых на предприятиях, эксплуатирующем оборудование для сравнительно редкого применения. Вибрация на этих балансировочных установках измеряется переносными виброизмерительными приборами.

Для обоснования предельно допустимых параметров вибрации опорных конструкций балансируемых валов целесообразно для каждого конкретного балансировочного станка определять вышеназванные передаточные функции.

В заключении отметим еще одну функцию балансировочных станков, используемую на некоторых предприятиях ЦБП, - функцию входного контроля после ремонта валов. На станках выявляют статическую и моментную неуравновешенность и, при необходимости балансируют, выявляют техническое состояние подшипников по спектру вибрации корпусов подшипников и другие дефекты.

ВЫВОДЫ

1. В настоящей работе приведены материалы по виброзащите и вибродиагностике наиболее простых по конструкции и распространенных конструктивных элементов бумагоделательных машин: сетко -, сукно -, бумаговедущих валов, называемых далее трубчатыми валами. На бумагоделательной машине установлено более сотни трубчатых валов. Отдельные группы связаны между собой и с базовыми валами посредством упругих гибких связей в виде сетки, сукна или бумаги.

2. Рассмотрены динамика и виброзащита трубчатых валов, приведена методика определения их напряженного и вибрационного состояний при установившемся режиме работы бумагоделательных машин, а также при изменении режима работы машины, например при увеличении рабочей скорости бумагоделательной машины.

3. Наибольшее количество отказов бумагоделательных машин происходит из-за износа, повреждений, отклонений от технических требований подшипников качения. В работе приведены обоснование и анализ методов контроля и диагностики подшипников качения преимущественно роликовых двухрядных сферических, применяемых в бумагоделательных машинах. Даны также сведения по диагностике подшипников трения и гидродинамических подшипников.

4. Важнейшая процедура при диагностике оборудования – обработка и анализ вибрационного сигнала. В работе приведены теоретические основы и практические рекомендации различных методов обработки вибрационного сигнала: метрических, статистических, спектральных и других методов.

5. Важнейший и наиболее распространенный метод виброзащиты валов – их балансировка. В работе дан анализ процессов балансировки валов на балансировочных станках дорезонансного и зарезонансного типа, а также непосредственно на бумагоделательной машине. Произведена также оценка точности балансировки валов на станках дорезонансного и зарезонансного типов и непосредственно на машине.

6. Методы и результаты анализа динамики, вибродиагностики трубчатых валов, обсуждаемые в монографии приемлемы во многом также для анализа базовых валов, входящих в батарейные конструкции валов с контактом по образующей (прессовых каландров).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Эйдлин И.Я. Бумагоделательные и отделочные машины / И.Я. Эйдлин. – 3-е изд., испр. и доп.. – Изд-во «Лесная промышленность», 1970. – 624 с.
2. Бумагоделательные и картоноделательные машины / под ред. В.С. Курова, Н.Н. Кокушина – Спб: Изд-во «Политехн. унив-та» , 2011. – 598 с.
3. Куцубина Н.В. Разработка методов вибрационного расчета и виброзащиты валов бумагоделательных машин: Дис. канд. техн. наук: 05.21.03 Уральск. гос. лесотехн. ун-т. – Екатеринбург: УГЛТУ – Екатеринбург 1998 – 172 с.
4. Санников А.А. Решение проблемы виброзащиты и вибродиагностики бумагоделательного и лесопильного оборудования: Дис. д-ра техн. наук: 05.21.03; 05.21.05 Уральск. гос. лесотехн. ун-т. – Екатеринбург: УГЛТУ, 2002. – 424 с.
5. Артоболевский И.И. Введение в акустическую динамику машин / И.И. Артоболевский, Ю.И. Бобровницкий, М.Д. Генкин. – М.: Наука, 1979. - 296 с.
6. Куцубина Н.В. Виброзащита технологических машин и оборудование лесного комплекса: моногр./ Н.В. Куцубина А.А. Санников.- Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. ун-т. 2008 г. – 212 с.
7. Вибрация и шум технологических машин и оборудования отраслей лесного комплекса: монография / А.А. Санников [и др.]; под ред. А.А. Санникова; Уральск. гос. лесотехн. ун-т. – Екатеринбург: [УГЛТУ], 2006. – 484 с.
8. Подготовка кадров и эффективность производства: монография сб. / под ред. А.А. Санникова, Н.В. Куцубиной, Л.В Фисюк; Уральск. гос. лесотехн. ун-т. – Екатеринбург, 2013. – 320 с.
9. Санников А.А. Колебания бумагоделательных машин и пути их устранения / А.А. Санников, А.М. Витвинин, Е.М. Королев. – М.: Лесная промышленность, 1976. – 128 с.
10. Вибродиагностика, триботехника, вибрация и шум: монограф. сб. под ред. Санникова А.А., Куцубиной Н.В.; Уральск. гос. лесотехн. ун-т. – Екатеринбург, 2009. – 416 с.
11. Старец И.С. Подшипники качения в оборудовании целлюлозно-бумажного производства: Справочник. – М: Лесная промышленность. 1985. – 1985. – 312 с.
12. Комиссар А.Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации: Справочник. – М.: Машиностроение, 1987. – 384 с.
13. Основы балансировки техники: в 2 т. / Под ред. В.А. Щепетильникова. – М.: Машиностроение, 1975. – 527 с., 679 с.
14. Левит М.Е. Балансировка деталей и узлов / М.Е. Левит В. М. Рыженков. – М.: Машиностроение, 1986 – 248 с.

15. Гусаров. А.А. Динамика и балансировка гибких роторов / А.А. Гусаров. – М.: Наука, 1990. – 152 с.
16. Барков А.В., Баркова Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации: Учеб. пособие. – СПб: СПбГМТУ, 2004. – 156 с.
17. Вибрация в технике: справочник в 6-ти т. Т.5. Измерения и испытания / под ред. М.Д. Генкина. – М.: Машиностроение, 1981. – 496 с.
18. Вибродиагностика: монография / Г.Ш. Розенберг, Е.З. Мадорский [и др.]; под ред. Г.Ш. Розенберга. – С.-Пб.: ПЭИПК Минэнерго РФ, 2003. – 284 с.
19. Генкин М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
20. Карасев В.А., Ройтман А.Б. Доводка эксплуатируемых машин. Вибродиагностические методы. – М.: Машиностроение, 1986. – 196 с.
21. Кравченко В.М., Сидоров В.А. Техническое диагностирование механического оборудования: учебник. – Донецк: ООО «Юго-Восток», Ятд., 2009. – 459 с.
22. Костюков В.Н., Науменко А.П. Практические основы виброакустической диагностики машинного оборудования: учеб. пособие / под ред. В.Н. Костюкова. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. – 108 с.
23. Коллакот Р.А. Диагностика повреждений: перевод с англ. / Р.А. Коллакот; под ред. П.Г. Бабаевского. – М.: Мир, 1989. – 516 с.: ил.
24. Неразрушающий контроль и диагностика: справочник в 7-ми т. Т. 7. Вибродиагностика / В.В. Ключев [и др.]; под ред. В.В. Ключева. – 3-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 2005. – 829 с.: ил. – Библиогр. в конце гл.
25. Неразрушающий контроль и диагностика: справочник / В.В. Ключев [и др.]; под ред. В.В. Ключева. – М.: Машиностроение, 1995. – 487 с.
26. Технические средства диагностирования: справочник / Ред. В.В. Ключев. – М.: Машиностроение, 1989. – 636 с.
27. Ширман А.Р., Соловьев А.Д. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. М., 1996. – 276 с.
28. Малышева Т.В. Динамика роторов с усталостными трещинами и повышение эффективности вибрационных методов их обнаружения: Дис. канд. техн. наук 01.02.06 Южно-Ур. гос. ун-т. - Челябинск, 2000. – 150 с.

Научное издание

Нелли Валерьевна Куцубина

**ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА
ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ТРУБЧАТЫХ ВАЛОВ
БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН**

ISBN 978-5-94984-604-9



Редактор и компьютерная верстка – Каверзина Е.В.

Подписано в печать 26.12.2016 г. Формат 60x84 1/16.
Бумага офсетная №1. Печать офсетная. Усл. печ. л. 7,67
Тираж 250 экз. Заказ № 1046.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный
лесотехнический университет»
620100, Екатеринбург, Сибирский тракт, 37

Отпечатано с готового оригинал-макета в
ООО «Информационно-вычислительный центр»
620142, г. Екатеринбург, ул. Цвиллинга, 4, оф. 107
Тел/факс (343) 266-13-93
e-mail: kmr@infvc.ru