

УДК 621.865.8

**СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ РАСЧЕТА
ЧАСТОТНЫХ СПЕКТРОВ ВИБРАЦИИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ****М.Н. КЛЕБАНОВА***(Полоцкий государственный университет)*

Представлен сравнительный анализ существующих математических моделей расчета информативных частот вибрации подшипников качения.

Подшипниковый узел представляет основную опасность для технического состояния насосного агрегата, в частности вибрации подшипников. Основная причина вибрации подшипников – отклонение от заданной геометрической формы рабочих поверхностей колец подшипников и тел вращения. Поэтому уровень вибрации подшипников и его изменение во времени является основой оценки технического состояния и остаточного ресурса этого узла. Один из методов определения технического состояния подшипников – метод диагностирования подшипников по уровню вибрации на дискретных информативных частотах. В настоящее время имеется ряд работ, в которых излагаются аналитические методы расчета частотного спектра вибрации подшипников. Возникает вопрос, какую модель использовать для расчета, какая из существующих моделей наиболее достоверна. В качестве альтернативной модели предлагается произвести расчет частотного спектра подшипника, основанный на расчете угловых скоростей узлов подшипника, выполнив который получаем сходимость с имеющейся моделью расчета, что говорит о достоверности предложенной нами модели.

Введение. Виброакустическая диагностика – раздел технической диагностики, включающий теорию и методы организации процессов распознавания технических состояний машин и механизмов по исходной информации, содержащейся в виброакустическом сигнале.

Проблемы технического диагностирования тесно связаны с эксплуатационными проблемами, решение которых способствует обеспечению высокой готовности системы и устройств, сокращению времени восстановления техники, прогнозированию и исключению аварийных ситуаций.

Для большого числа высокопроизводительных вращающихся машин, работающих на высоких частотах вращения, используются подшипники качения. Такие машины часто работают продолжительное время в неблагоприятных условиях, подшипники выходят из строя, и стоимость простоя может быть очень высокой.

В процессе эксплуатации работоспособность подшипников меняется из-за нарушений контактной выносливости, износостойкости и общей прочности. Происходит изменение геометрических размеров деталей, появляется волнистость и гранность беговых дорожек. Постепенное изменение физико-механических свойств материала поверхности качения приводит к изменению геометрических размеров отдельных участков поверхности качения и качества тел вращения [1].

Основная причина вибрации подшипников – отклонение от заданной геометрической формы рабочих поверхностей колец подшипников и тел вращения. Поэтому уровень вибрации подшипников и его изменение во времени является основой оценки технического состояния и остаточного ресурса этого узла.

Различают заводские и эксплуатационные типовые дефекты подшипников качения [1].

К заводским дефектам относят:

- некруглость тел качения;
- овальность внутреннего кольца;
- трехвыпуклость внутреннего кольца;
- неравномерность зазоров между телами качения и кольцами (разные диаметры тел качения);
- повышенная волнистость колец;
- раковины на кольцах и телах качения.

К эксплуатационным дефектам подшипников качения относят:

- перекос внутреннего кольца;
- перекос наружного кольца;
- трещины на внутреннем кольце;
- износ сепаратора;
- неоднородный радиальный зазор;
- износ тел качения;
- загрязнение смазки.

Методы диагностирования технического состояния подшипников качения можно условно классифицировать на две группы [1].

К первой группе относят методы, связанные с выявлением дискретных составляющих на основных для данного подшипника частотах либо на частотах, возникающих при появлении дефектов его элементов. При этом диагностируется местонахождение и тип повреждения.

Ко второй группе относят методы, в основу которых положено предположение о том, что при выходе из строя подшипника происходит разрушение нескольких элементов в результате одновременного развития нескольких дефектов. Поэтому процесс разрушения приводит к изменению широкого ряда гармонических составляющих вибрации и диагностирование технического состояния подшипников качения связано не с выявлением отдельных дефектов, а с определением интегральной оценки деграционных процессов. Такой подход оправдан тем, что при появлении любого дефекта подшипник должен быть немедленно заменен.

Основные проблемы. Существует два основных подхода к задаче виброакустической диагностики состояния подшипников: вероятностный и детерминистский, которые не противоречат друг другу [2]. В обоих случаях требуется найти решающее правило, с помощью которого предъявленная совокупность признаков может быть отнесена к одному из возможных состояний.

При вероятностном подходе каждый из совокупности признаков лишь с определенной вероятностью характеризует состояние системы.

Разброс параметров состояния оценивается с помощью дисперсии – меры рассеивания случайных величин, т.е. отклонения их от среднего. Для того чтобы задача диагностики была разрешимой, дисперсия внутри одного класса состояний должна быть меньше, чем расстояние между точками, принадлежащими разным классам состояний.

Вероятностный подход определения технического состояния подшипников на практике используется крайне редко, поэтому основное внимание уделено детерминистскому подходу.

При детерминистском подходе используются два основных метода для определения технического состояния подшипников:

1) диагностирование по изменению коэффициента амплитудной модуляции вибрации в области 10000 Гц [2];

2) диагностирование по уровню вибрации на дискретных информативных частотах.

Амплитудная модуляция – это изменение амплитуды периодического колебания, осуществляемое низкочастотной модулирующей функцией.

Диагностирование по уровню вибрации на дискретных информативных частотах предполагает расчет частотного спектра вибрации подшипников.

В настоящее время имеется ряд работ, в которых излагаются аналитические методы расчета частотного спектра вибрации подшипников [3 – 6]

Сравнение методов расчета частоты вибрации подшипников качения представлено в таблице 1.

Таблица 1

К сравнению методов расчета частоты вибрации подшипников качения

Тип дефекта	Дискретные частоты подшипника 307, Z = 7					
	[3]	Гц	[5, с. 393]	Гц	[4, с. 178]	Гц
Частота вращения сепаратора	$f_c = \frac{f_p(D_0 - 2r_w \cos \alpha)}{2D_0}$	18,8	$\frac{f_p}{2}$	25	$f_c = \frac{f_p(D_0 - 2r_w \cos \alpha)}{2D_0}$	18,8
Частота вращения тел качения вокруг своей оси	–	–	$\frac{f_p Z_r}{q} \left(\frac{D_0 \pm 2r_w}{2r_w \pm D_0} \right) Z_w$ при $\frac{Z_p}{q} = 1$	213,5	$\frac{f_p D_0}{r_w} \left(\frac{1 - \frac{2r_w \cos \alpha}{D_0}}{2} \right)$	93,8
Дефект поверхности тел качения	$i(f_p - f_0)Z_w \quad i = 1$	218,4	–	–	$\left(\frac{1 + \frac{2r_w \cos \alpha}{D_0}}{2} \right) Z_w$	656,6
Радиальный зазор	–	–	$\frac{f_p}{2} Z_w$ при $f_p Z_w i, i = 1$	175	–	–

В каждой работе предлагается новая методика расчета спектра, по которым для некоторых дефектов получаются разные частоты вибрации (см. табл. 1). Все это затрудняет их применение в эксплуатационных условиях для решения задач технической диагностики вращающихся машин. Поэтому возникает вопрос, какую модель использовать для расчета, какая из существующих моделей наиболее достоверна.

В качестве альтернативной модели предлагается произвести расчет частотного спектра подшипника, основанный на расчете угловых скоростей узлов подшипника, произведя который получаем сходимость с моделью расчета, изложенной в работе [3], что говорит о достоверности предложенной нами модели.

Определение частотных спектров вибрации подшипников качения. Характер колебательных процессов, протекающих в подшипниках, во многом определяется наличием сил трения скольжения, трения качения и верчения. Как известно, наибольшим является коэффициент трения скольжения. Различают сухое, граничное, полужидкостное и жидкостное трение. Трение без смазки и граничное трение характеризуется сильным сближением поверхностей контакта и определяет аварийное состояние любого механизма. Причиной колебаний является непосредственный контакт между поверхностями и связанное с этим периодическое изменение силы трения, деформация и изменение напряженного состояния деталей подшипника при относительном перемещении поверхностей. Уровень вибрации подшипников качения зависит от следующих факторов:

- качества изготовления элементов подшипника, т.е. наружного и внутреннего колец, шаров и сепаратора;
- точности сборки подшипника, т.е. обеспечение соосности всех элементов подшипника;
- точности обработки мест под посадку подшипников и замков в щитах для фиксации относительно корпуса машины;
- точности посадки подшипника, обеспечивающей отсутствие искажений геометрических форм дорожек качения и максимальную соосность подшипниковых узлов;
- виброакустических свойств подшипниковых щитов, которые при неудачных конструктивных формах могут быть интенсивными излучателями шума, возбуждаемого подшипниками;
- качества и наличия смазки;
- величины статической и динамической неуравновешенности ротора;
- степени износа подшипников;
- температуры машины и окружающей среды.

Определим дискретные частоты, на которых увеличивается уровень вибрации при характерных дефектах подшипников. Для начала вычислим угловые скорости основных элементов подшипника (внутреннего кольца, сепаратора или центра шара и шара вокруг собственной оси). Наружное кольцо будем считать неподвижным, так как оно закреплено в подшипниковом щите и не вращается. Подшипник качения условно представлен на рисунке 1, где $R_{вн}$ – радиус внутренней поверхности, по которой катится шар радиусом $r_{ш}$.

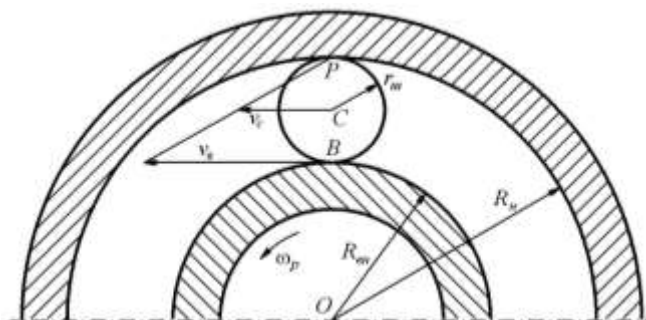


Рис. 1. К определению дискретных частот вибрации подшипников качения

Если принять толщину внутреннего и наружного колец подшипника одинаковой, то радиус внутренней поверхности можно вычислить по формуле:

$$R_{вн} = \frac{D+d}{4} - r_{ш}, \quad (1)$$

где d – диаметр внутреннего кольца; D – диаметр наружного кольца; $r_{ш}$ – радиус тела качения.

Вал (ротор) вращается с угловой скоростью ω_p . Зная угловую скорость вала и радиус $R_{вн}$, определим линейную скорость точки касания шара с внутренней поверхностью подшипника.

$$v_с = \omega_p R_{вн}. \quad (2)$$

Так как шар катится одновременно по неподвижной наружной поверхности, то точка касания шара с наружной поверхностью является мгновенным центром скоростей [4]. Используя понятия о мгновенном центре скоростей, определим линейную скорость сепаратора:

$$v_c = \frac{1}{2} v_g = \frac{\omega_p R_{\text{вн}}}{2}. \quad (3)$$

Следовательно, угловая скорость центра шара

$$\omega = \frac{v_c}{R_{\text{вн}} + r_{\text{ш}}}. \quad (4)$$

Учитывая, что величина ω пропорциональна частоте вращения сепаратора f_c , находим

$$f_c = \frac{f_p R_{\text{вн}}}{2(R_{\text{вн}} + r_{\text{ш}})}, \quad (5)$$

где f_p – частота вращения ротора.

Так как линейная скорость точки B равна $\omega_p R_{\text{вн}}$, то угловая скорость шара вокруг собственной оси

$$\omega_{\text{ш}} = \frac{v_g}{2r_{\text{ш}}} = \frac{\omega_p R_{\text{вн}}}{2r_{\text{ш}}}, \quad (6)$$

или

$$f_{\text{ш}} = \frac{f_p R_{\text{вн}}}{2r_{\text{ш}}}. \quad (7)$$

С частотой $f_{\text{ш}}$ шар вращается не только вокруг собственной оси, но и относительно сепаратора. Следовательно, дефекты шаров, сепаратора, а также недостаточное количество смазки проявляется на частоте $f_{\text{ш}}$.

Относительная частота вращения точек поверхности шара к поверхности внутреннего кольца подшипника определится выражением:

$$f_{\text{о.ш.к.}} = f_{\text{ш}} - f_p. \quad (8)$$

Тогда частота вибрации от взаимодействия дефектов шара и внутреннего кольца

$$f_{\text{о.ш.к.}} = (f_{\text{ш}} - f_p) Z_{\text{ш}} \kappa, \quad (9)$$

где $\kappa = 1, 2, \dots$ – полоса частот.

Для электрических машин, кроме рассмотренного частотного спектра вибрации при большом износе подшипников качения, характерна вибрация с частотой опрокидывания вала ротора. В момент, когда центр одного из опорных тел качения совпадает с линией действия веса или статической силы, вал теряет устойчивость. В конце фазы опрокидывания происходит удар вала по следующему шару, который перекачивается под вал.

Частота колебаний вала подсчитывается по формуле:

$$f_{\text{он}} = \frac{f_p R_{\text{вн}}}{2(R_{\text{вн}} + r_{\text{ш}})}. \quad (10)$$

Профиль дорожек качения определяется также особенностями технологии изготовления колец данного размера и характеристиками станочного оборудования. Наиболее интенсивно на уровни вибрации подшипников качения влияет волнистость дорожек качения кольца.

По мнению немецких исследователей, волнистость оказывает наибольшее влияние на величину вибрации, если число волн равно числу шаров. Если шары проходят синфазно все выпуклости и вогнутости на кольцах, частота вибрации определяется выражением (11). В том случае, если эти перемещения проходят случайным образом или имеются какие-либо другие дефекты на внешнем кольце, частотный спектр вибрации определяется выражением (12).

Дефекты внутреннего кольца и тел качения проявляются на частоте

$$f_{\text{вн.к.}} = (f_p - f_c) Z_{\text{ш}} \kappa. \quad (11)$$

Дефекты наружного кольца проявляются на частоте

$$f_{нк} = f_c Z_{ш} \kappa. \quad (12)$$

В таблице 2 представлены частотные спектры вибрации подшипников 307 и 310 для различных скоростей вращения.

Таблица 2

Частота вибрации подшипников

Наименование дефекта	Подшипник 307		Подшипник 310	
	50 Гц	25 Гц	50 Гц	25 Гц
Дефект сепаратора	18,78	9,3	19,04	9
Дефект наружного кольца	131,46 · κ	–	152,3 · κ	–
Дефект внутреннего кольца	31,2 218 218 · κ	–	30,96 247	–
Дефект поверхности шара	75,5 529	–	79,9 639	–
Радиальный зазор	131,46	–	152,3	–

Как следует из таблицы, частотный и амплитудный спектры вибрации подшипников зависят от типа дефектов:

- если в подшипнике смазки недостаточно, то вибрация увеличивается на частотах $f_{вн.к.}$, $f_{н.к.}$, $f_{ш}$ и в области 30...20 кГц, что иллюстрирует рисунок 2;
- если на поверхности тел качения образуются раковины, то амплитудный спектр изменяется на частотах $f_{оп.}$, $f_{ш}$, $f_{н.к.}$, а также в области выше 2,5 кГц (см. рис. 2).

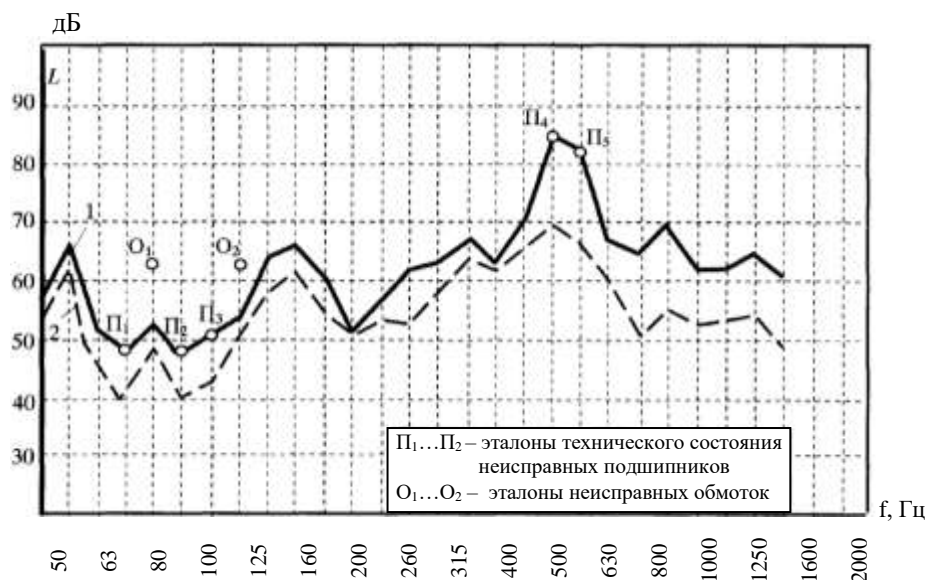


Рис. 2. Вибродиаграмма асинхронного двигателя при исправном (2) и изношенном (1) подшипнике

Увеличение интенсивности акустического сигнала при 10...20 кГц происходит в результате возникновения акустической эмиссии при изменении усталостного изнашивания подшипников и в первые часы работы при низком качестве подшипников.

При появлении напряжений и деформаций в элементах подшипника, при образовании и развитии микротрещин возникают колебания, которые шумовибрационными методами не обнаруживаются. Если же

перейти в область ультразвуковых частот, то можно уловить слабые акустические сигналы. Этот метод получил название акустической эмиссии. Чувствительность его настолько высока, что он позволяет проследить в подшипнике малейшее увеличение напряжений, предшествующее зарождению микротрещин.

При вычислении дискретных частот вибрации определение амплитуды акустического сигнала на этих частотах при различных дефектах можно построить диагностическую модель машины. Диагностическая модель представляет собой эталоны технического состояния в пространстве диагностических параметров: частоты вибрации и амплитуды акустического сигнала (рис. 4). Определение текущего технического состояния производится на основании алгоритмов теории распознавания образов.

В методе эталонов отнесение текущего технического состояния объекта к одному из n диагнозов (состояний) совершается по наименьшему расстоянию до эталона. Например, если у двигателя с подшипником 310 на частотах 125 и 2500 Гц увеличивается вибрация на 10...15 дБ, то принимается решение – неисправен подшипник. При увеличении вибраций на частотах 80 и 125 Гц предварительно производится замена смазки. Если после замены смазки через 2...3 часа вибрация уменьшается незначительно, подшипник качения следует заменить.

Выводы. Сравнительный анализ имеющихся моделей расчета информативных частот вибрации подшипников качения показал, что математическая модель определения частотных спектров вибрации на основании расчета угловых скоростей узлов подшипников качения имеет наиболее близкие значения с экспериментальными данными, а сходимость результатов с уже известной моделью расчета говорит о ее достоверности. Предложенная модель расчета проста при использовании в эксплуатационных условиях, так как уже существующие модели имеют более сложный расчет.

ЛИТЕРАТУРА

1. Писаревский, В.М. Использование вибродиагностики для повышения надежности эксплуатации центробежных насосов / В.М. Писаревский, Л.И. Соколинский. – М., 1988.
2. Могильнер, А.И. Опыт использования системного подхода при решении задач акустической диагностики механизмов / А.И. Могильнер, Д.М. Швецов. – М., 1980.
3. Авакян, В.А. Диагностика источников вибрации машин с учетом амплитудной модуляции / В.А. Авакян // Электротехника. – 1978. – № 2. – С. 58 – 61.
4. Вибрация в технике: справочник: в 6-ти т. / ред. В.Н. Челомей. – М.: Машиностроение, 1980. – Т. 3: Колебания машин, конструкций и их элементов.
5. Вибрация в технике: справочник: в 6-ти т. / ред. В.Н. Челомей. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 5: Измерения и испытания.
6. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. – М.: Наука, 1972.

Поступила 19.12.2006