

ЧАСТОТНАЯ ВИБРОДИАГНОСТИКА АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ШПИНДЕЛЬНОГО ИСПОЛНЕНИЯ НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

Б.И. Зубренков, К.Г. Маслов
(ФГУП «НПП ВНИИЭМ»)

Предлагается диагностический метод, основанный на анализе спектров вибраций АД с малошумными шарикоподшипниками, основанный на узкополосном анализе вибрации в дискретной области спектра, возбуждаемых взаимодействием элементов подшипников.

Ключевые слова: шпиндельный двигатель, малошумный подшипник, частотный спектр.

В настоящее время широкое распространение получили диагностические методы оценки состояния узлов роторных машин, основанные на анализе их вибраций.

Преимущества такой диагностики очевидны. Цифровая техника, базирующаяся на хорошо разработанном математическом аппарате спектрального анализа, позволяет быстро и оперативно давать требуемые характеристики вибрационной ситуации для оценок технического состояния узлов конструкций.

Вибродиагностика роторных машин производится как после изготовления опытных и серийных образцов, так и в процессе эксплуатации с целью определения сроков обслуживания.

После выпуска изделия, до начала его эксплуатации, производится экспертная оценка: определяется соответствие конкретного образца требованиям технических условий по вибрациям. Если такого соответствия нет, то определяется в каких частотных диапазонах требуется снизить вибрации путем тех или иных технологических мероприятий. При этом, в ряде случаев, указывается предположительный источник повышенных вибраций: монтаж, небаланс ротора, подшипники или электромагнитное поле.

Однако экспертная оценка часто оказывается недостаточной и требует дополнительных методов анализа для выявления причин повышенных вибраций и выработки рекомендаций по их снижению.

Представляется, что таким методом может быть частотный анализ, сущность которого заключается в локализации источников повышенных вибраций для конкретных источников.

Подшипники качения (ПК) являются главными объектами диагностики среди других узлов малошумных асинхронных двигателей (АД). От их работы зависит не только виброактивность всей конструкции, но и зачастую возможность дальнейшей эксплуатации.

В настоящей работе предлагается диагностический метод, основанный на анализе спектров вибра-

ций АД с малошумными шарикоподшипниками, основанный на узкополосном анализе вибрации в дискретной области спектра, возбуждаемых взаимодействием элементов подшипников – наружных и внутренних колец с шарами.

Частотный состав спектра, подшипниковых вибраций можно условно разделить на два диапазона: дискретный – до 8 ÷ 10-й кратностей частоты вращения и непрерывный – более высокочастотный диапазон.

Дискретный диапазон представляет наиболее информативную область. Частотный состав его можно рассчитать, исходя из предположения о чистом обкатывании поверхностей качения шарами, т. е. без проскальзывания и верчения. При этом также предполагается, что кольца подшипников не проворачиваются в местах их посадок.

Все эти условия являются не только оптимальными при эксплуатации подшипников, но и необходимыми для малошумной работы изделия.

В роторной машине при установке радиального шарикоподшипника с неподвижным наружным кольцом, частоты дискретного диапазона будут следующие.¹

Частота вращения сепаратора относительно неподвижной оси вращения ротора:

$$f_s = \frac{1}{2} f_1 \left(1 - \frac{d_z}{D_o} \cos \beta \right).$$

Частота обкатывания шаров по дорожке наружного кольца:

$$f_n = f_s z = \frac{z}{2} f_1 \left(1 - \frac{d_z}{D_o} \cos \beta \right). \quad (1)$$

Частота обкатывания шаров по дорожке внутреннего кольца:

$$f_b = \frac{z}{2} f_1 \left(1 + \frac{d_z}{D_o} \cos \beta \right). \quad (2)$$

¹ Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. Методы проектирования малошумных электрических машин. – М.: ФГУП «НПП ВНИИЭМ» 2006. – Т. 103. – 178 с.

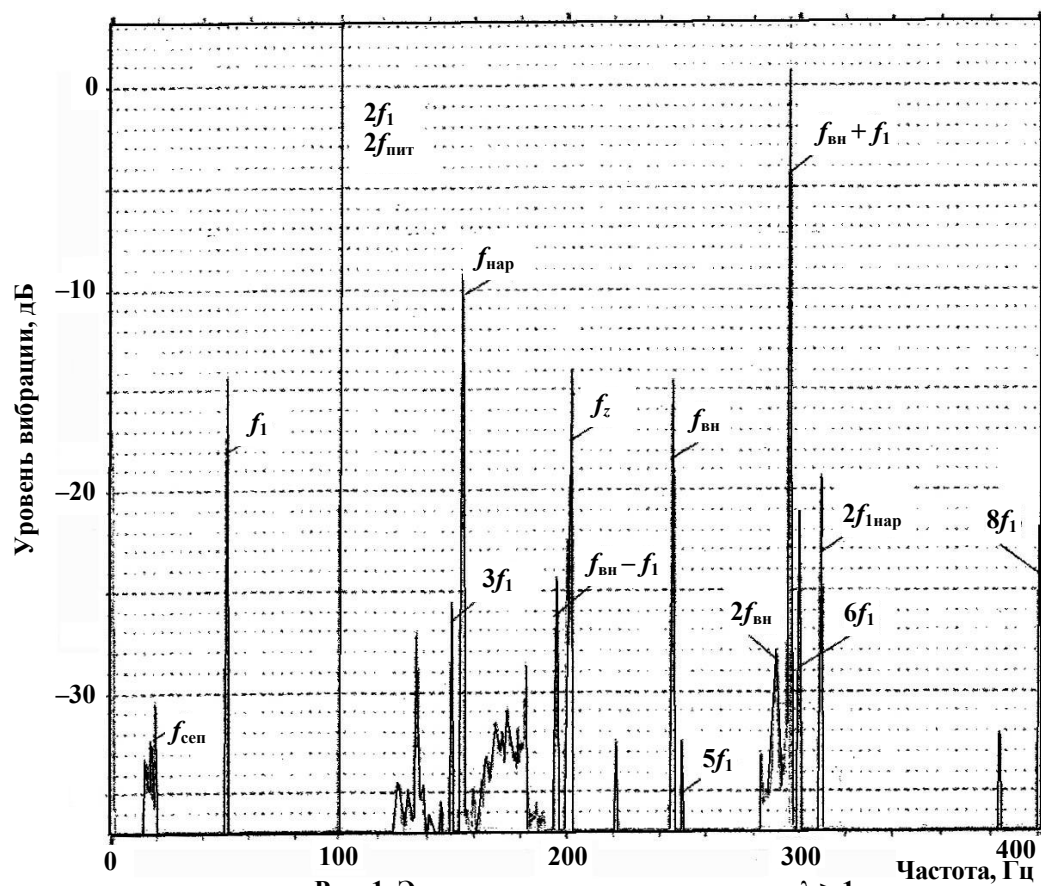


Рис. 1. Электродвигатель с параметром $\lambda > 1$

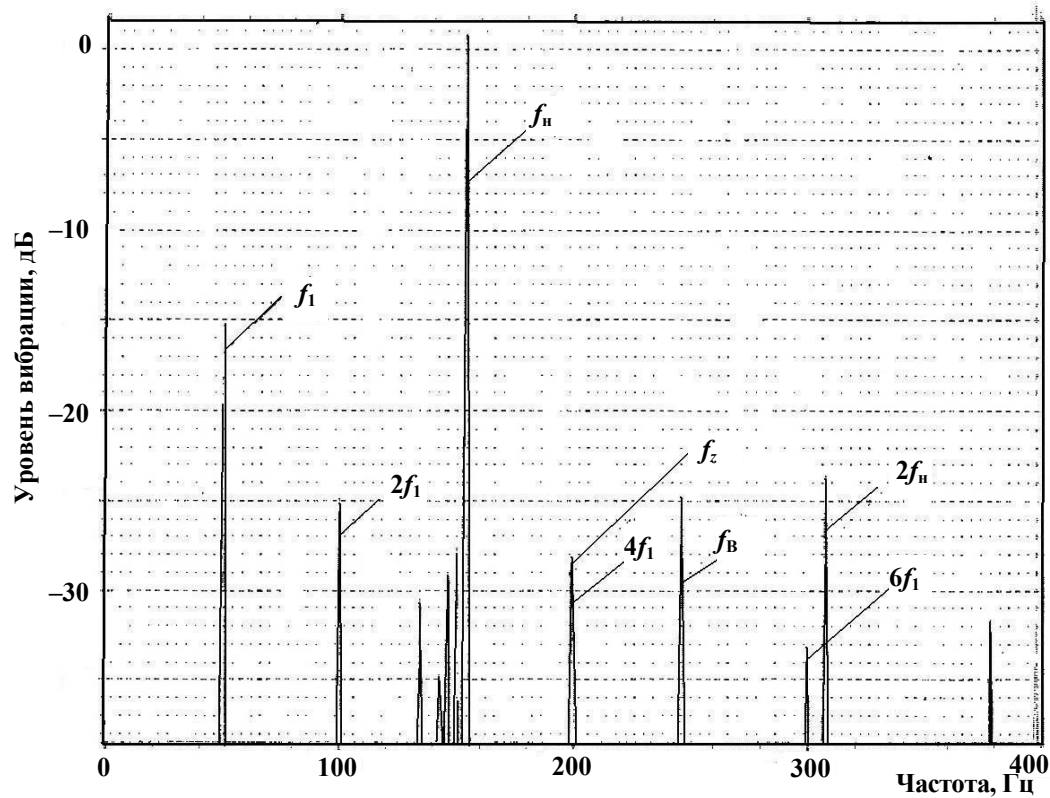


Рис. 2. Электродвигатель с параметром $\lambda < 1$

Частота обусловленная собственным вращением шаров:

$$f_z = \frac{2d_z f_n f_b}{D_0 f_1 z^2}. \quad (3)$$

А также их кратности, которые редко проявляются при хорошей сборке.

Особенностью спектров шпиндельных двигателей является ярко выраженные модуляции частот f_n и f_b :

$$\begin{aligned} f_{nm} &= f_n \pm f_1 m; \\ f_{bm} &= f_b \pm f_1 m, \\ m &= 1, 2 \dots \end{aligned}$$

Возникновение модуляций основных возбуждающих частот свойственно роторным системам с подшипниками качения, у которых:

$$\lambda = \frac{r_u}{l} > 1.$$

Здесь r_u – радиус инерции ротора в плоскости оси вращения относительно оси центров масс; l – расстояние между подшипниками.

Например, для шпиндельных двигателей $\lambda = 2 \div 4$ их спектр имеет большую насыщенность составляющими (рис.1), что приводит к риску близости возбуждающих и собственных частот.

Подобное явление отмечалось и у двигателей принципиально иных конструкций. Так у двигателя – маховика с ротором, выполненным в виде диска $\lambda > 1,5$, в его спектрах наблюдаются характерные модулирующие составляющие.

Для двигателей с $\lambda < 1$ (центр масс ротора расположен между подшипниками) модуляции практически не проявляются (рис. 2).

Представляется, что для машин с $\lambda > 1$ следует применять частотную диагностику. Она состоит в частотной локализации каждой пары поверхностей качения подшипников, возбуждающих соответствующие спектральные составляющие.

Так для типового АД шпиндельного исполнения рис. 3, можно найти в спектре его вибраций $f_{1в}, f_{1н}$ и $f_{2в}, f_{2н}$, а также их модуляции и кратности. Здесь индексы «1» и «2» относятся соответственно к плавающему и опорному подшипникам.

При этом следует исходить из следующего. Нижний, опорный подшипник нагружен весом ротора и усилием пружин, приложенных к плавающему подшипнику. Таким образом, угол контакта β_2 – опорного подшипника будет больше β_1 – плавающего подшипника и, следовательно, $f_{1н} < f_{2н}$, и $f_{1в} > f_{2в}$.

Проверку полученных результатов можно производить по соотношению (1), (2). Суммы должны совпадать с точностью $2\Delta f$, где Δf – разрешение по частоте при анализе.

После выявления и идентификации частот дискретной части спектра можно судить о вкладе каждого из подшипников в вибрационный спектр в месте измерения.

Рассмотрим несколько типичных ситуаций, полученных при анализе вибраций двигателей 4АН280А2 (рис. 3);

Проворот наружного кольца

На рис. 4 представлен фрагмент спектра осевых вибраций АД, измеренный с разрешением по частоте 0,0156 Гц. Плавающий подшипник с индексом «1» возбуждает повышенные вибрации на частоте $f_{1н} = 152,601$ Гц. Обращает на себя внимание «размытость» пикового уровня этой составляющей. При этом расчетное критическое значение (при $\beta = 0$) частоты для данного ПК составляет $f_{н0} = 152,8$ Гц. Как видно, измеренное значение $f_{1н}$ меньше этой величины.

Полученные результаты дают основание утверждать, что имеет место проворот наружного кольца верхнего подшипника, который и является источником повышенных вибраций. Опорный подшипник возбуждает частоту $f_{2н} = 153,921$ Гц.

После увеличения осевой нагрузки путем установки дополнительных пружин это явление было ликвидировано и вибрации машины на этой частоте снизились до требуемых норм.

Отметим, что по уровням вибраций это явление не всегда определяется, так как они могут быть низкими, но при дальнейшей эксплуатации машины в этом режиме возможны аварийные ситуации, вплоть до заклинивания или недопустимого перекоса подшипника.



Рис. 3. АД шпиндельного исполнения

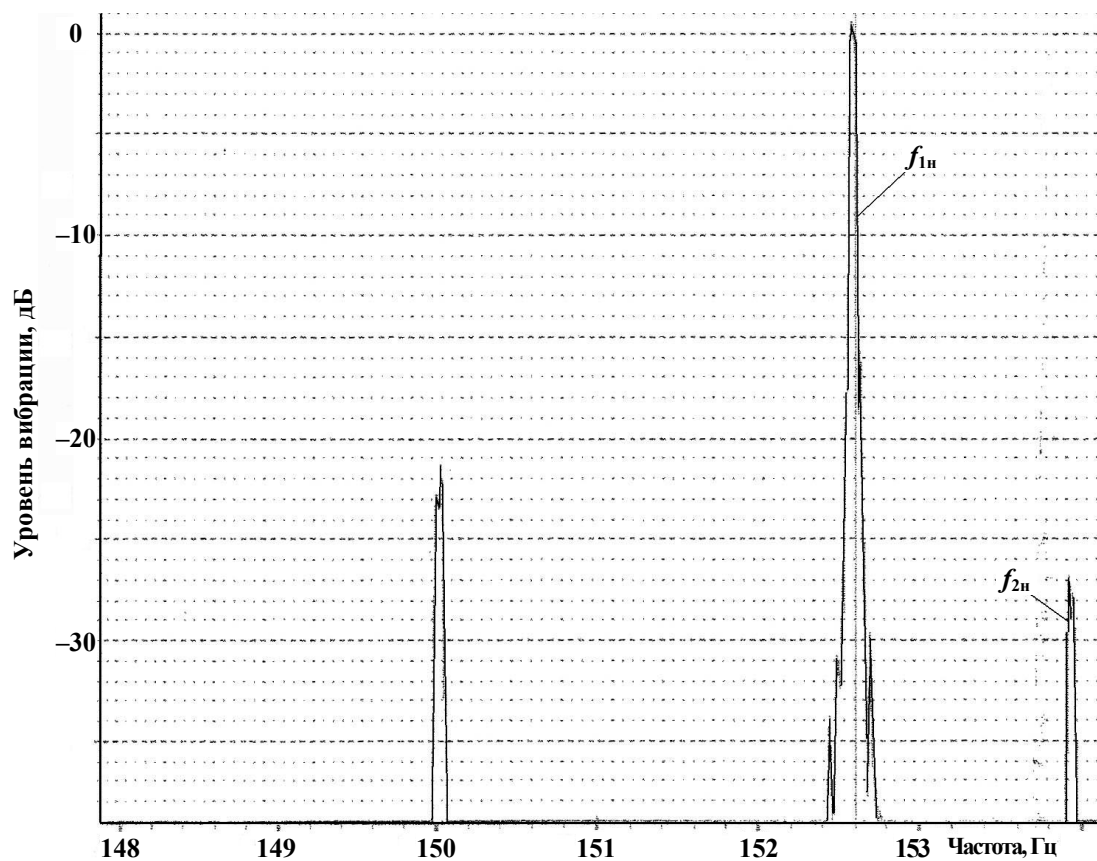


Рис. 4. Частотный спектр осевых вибраций АД при повороте наружного кольца

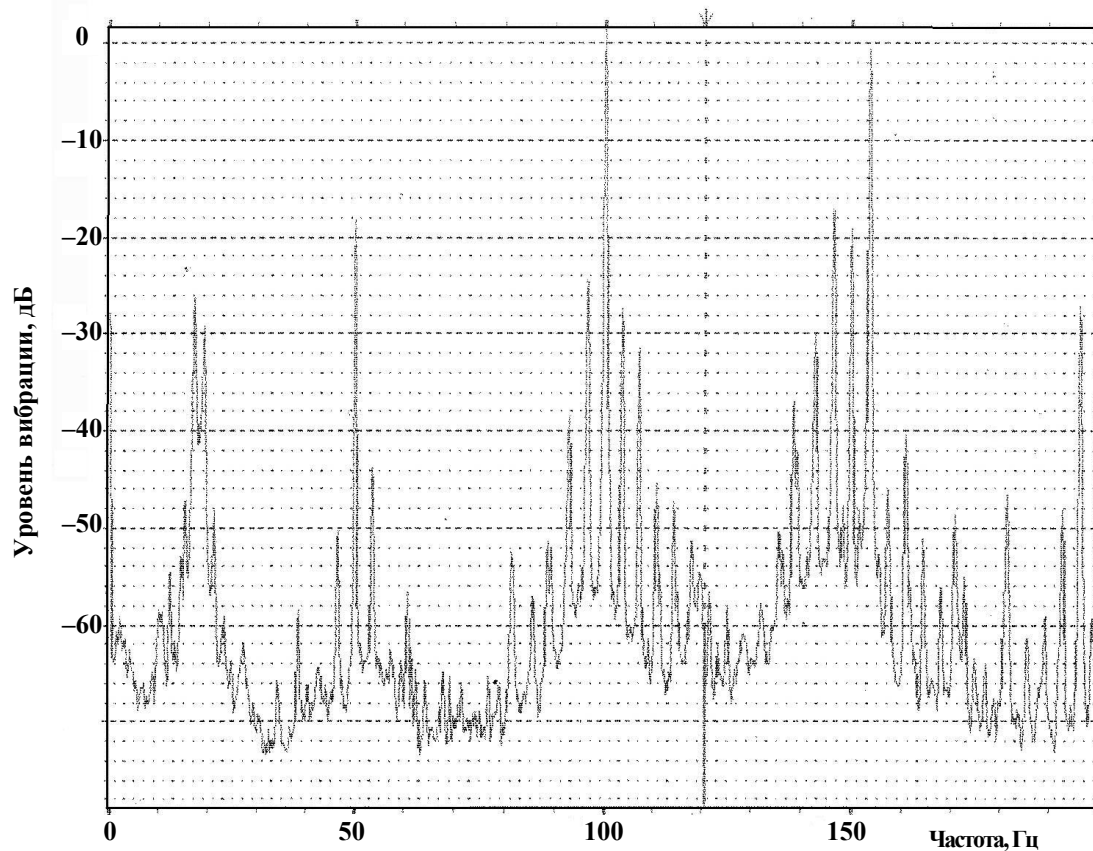


Рис. 5. Дискретная часть спектра осевых вибраций АД при низкочастотной модуляции

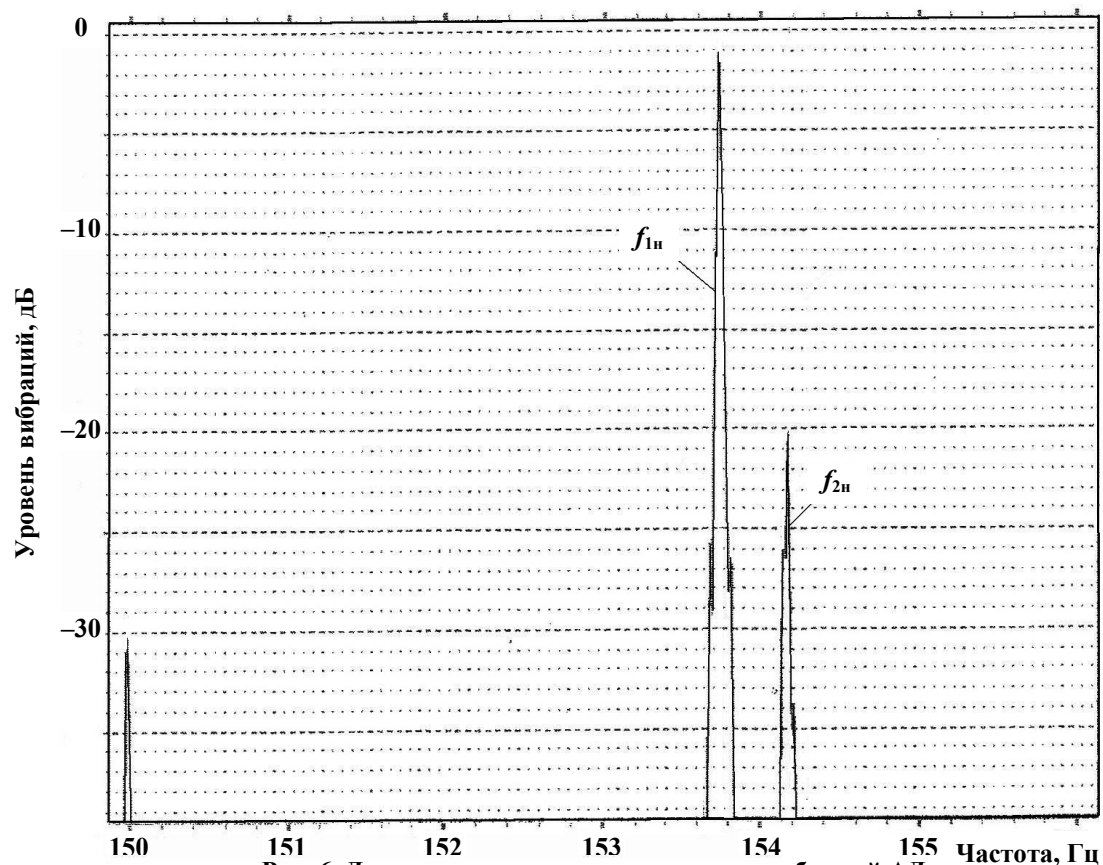


Рис. 6. Дискретная часть спектра осевых вибраций АД с повышенными вибрациями от плавающего подшипника

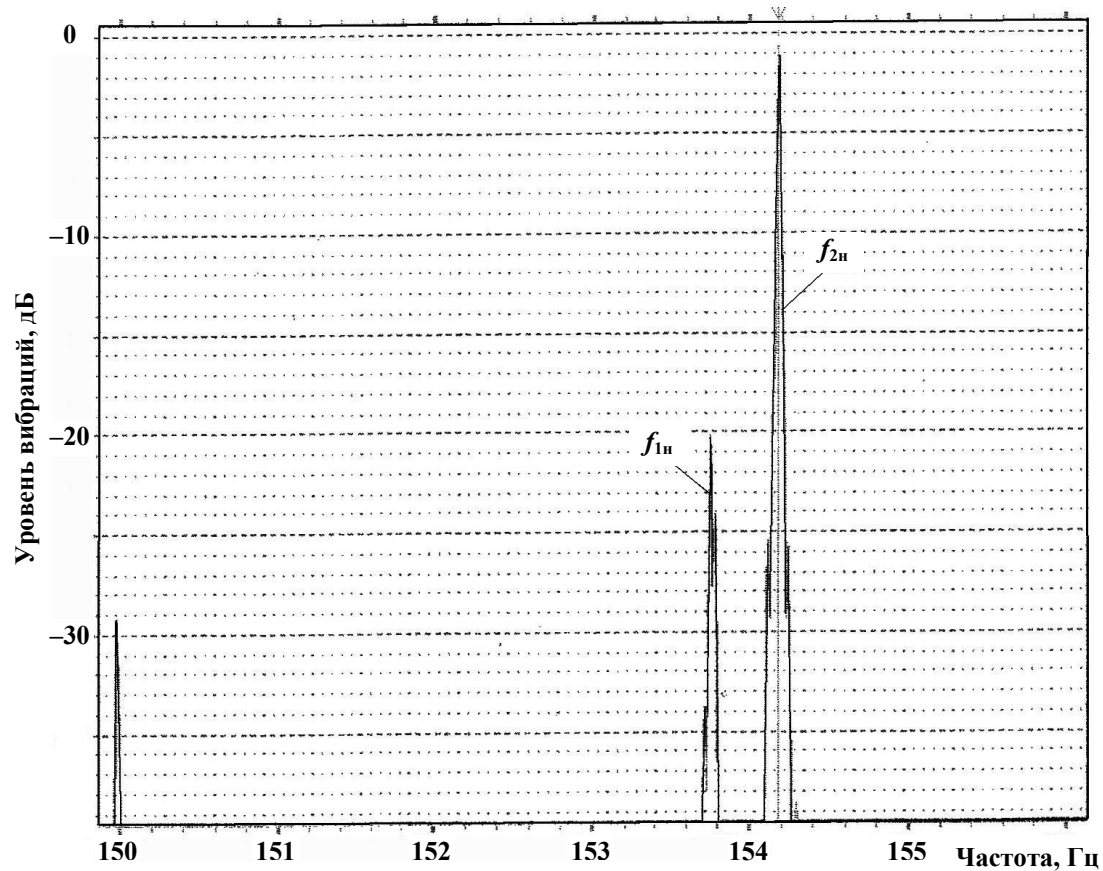


Рис. 7. Дискретная часть спектра осевых вибраций АД с повышенными вибрациями от опорного подшипника

**Низкие осевые нагрузки и, как следствие,
низкочастотные модуляции**

На рис. 5 представлена дискретная часть спектра осевых вибраций двигателя, плавающий подшипник которого был нагружен усилиями в 3 раза меньше требуемых.

На спектре можно наблюдать многочисленные низкочастотные модуляции практически всех его составляющих.

Причиной такого явления по всей вероятности, является недостаточная осевая нагрузка, которая не компенсирует динамические усилия со стороны ротора, а частоты, модулирующие основные составляющие, есть частоты собственных колебаний ротора, определяемые его массой и жесткостью пружин. Дефект монтажа или неравномерного нагружения наружного кольца плавающего верхнего подшипника.

На рис.6 представлен спектр вибраций АД, где уровень вибраций от плавающего, верхнего под-

шипника значительно выше, чем от опорного. Такое явление связано с условиями нагружения плавающего подшипника, и, как следствие, возможного перекоса его наружного кольца.

Приведенный на рис. 7 фрагмент спектра в этом диапазоне частот иллюстрирует нормальную ситуацию, когда вклад в вибрации дает более нагруженный подшипник.

Проведенная работа позволяет, в ряде случаев, на стадии доработки опытных образцов и при доводке серийных изделий дать оценку технического состояния для каждого из подшипников с целью разработки мероприятий по снижению их виброактивности до предъявляемых требований.

Полученные результаты дают возможность разработки приборных методов диагностики с учетом конструктивных особенностей положения подшипниковых узлов.

Поступила в редакцию 14.01.2009

Борис Иванович Зубренков, канд. техн. наук, начальник сектора, т. 366-21-01.

Константин Геннадьевич Маслов, начальник лаборатории, т. 366-24-22.

E-mail: vniiem@vniiem.ru.