
бого подвижного объекта, определяемых по сигналам глобальных навигационных спутниковых систем ГЛОНАСС и GPS.

Ключевые слова: аппаратно-программный комплекс, глобальные навигационные спутниковые системы, диспетчерская система, контрольно-корректирующая станция.

Nosovskiy A.

HIGH-FIDELITY CO-ORDINATES OF NAVIGATIONS OF MOBILE OBJECTS SOFTWARE TO INFORMATION OF GLOBAL SATELLITE SYSTEMS

It is designed and checked algorithm of the operation hardware and soft complex traffic manager systems and is given description his(its) practical realization in the manner of designed software, purpose which there is determination, conservation and undertaking the exchange dates wits high accuracy information on spatial coordinate of any rolling object, defined on signal of the global navigational satellite systems GLONASS and GPS.

Keywords: hardware and soft complex, global navigational satellite systems, dispatcher systems, control-correcting stations.

УДК 681.3.06.14

Свиридов В.И.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА СУДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ И МЕХАНИЗМОВ ПО ИХ УРОВНЮ ВИБРАЦИИ

Рассмотрим метод, позволяющий прогнозировать остаточный ресурс узлов и деталей по фактическому уровню вибрации судового оборудования и механизмов в эксплуатации.

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами. Переход на техническое обслуживание и ремонт по состоянию предполагает наличие диагностического обеспечения для судового оборудования и механизмов в эксплуатационных условиях.

Известно [1], что наиболее эффективными методами диагностирования машин и механизмов, в особенности с вращающимися роторами, являются виброакустические методы. Большинство из них предполагает наличия норм вибрации диагностируемых узлов машин и механизмов. Однако, до настоящего времени в этом вопросе единая методология отсутствует.

Анализ литературы. Пороговые уровни вибрации, превышение которых может дать основание рассматривать судовое оборудование как находящийся в плохом техническом состоянии (ТС), рекомендовались многими авторами на основании эмпирических данных, которые, однако, редко научно обосновывались. Было установлено, что в 90% случаев отказов событию отказа предшествовало повышение уровня вибрации [2-4].

Уровень вибрации работающего оборудования зависит от того, насколько качественно они были спроектированы и собраны, а также место установки на судне. Практика виброконтроля и диагностирования судового оборудования и механизмов показала, что между их характеристиками вибрации и ТС существует прямая связь [1-4, 9].

До настоящего времени используется практический метод определения критической интенсивности вибрации, который заключается в определении эталонного вибрационного поля для машин и механизмов, при исправном их ТС, и контроле изменений в характеристиках вибрации со временем.

Так специалисты военно-морского флота Канады установили, что возрастание уровня вибрации менее чем в два раза не является значимым. Скорость изменения уровня вибрации такой же важный показатель, как и абсолютный уровень вибрации. Полученные данные показали, что изменение средних значений характеристик вибрации как функций времени наработки является прямой линией, имеющей слабый положительный изгиб в точке, приблизительно соответствующей 75% -ной выработке ресурса оборудования. С этой точки начинается экспоненциальный рост уровней вибрации вплоть до отказа [7]. Поэтому контроль за изменением характеристик вибрации более полезен, чем однократная проверка абсолютного значения.

Вопросы нормирования вибрации различных типов машин подробно рассмотрены в работе [9], где проанализированы основные национальные стандарты, некоторые из которых являются аутентичным текстом одноименных ISO. Они представляют нормы на вибрацию как на невращающихся частях, так и на вращающихся валах для крупных стационарных паровых турбин и генераторов, различных промышленных машин, газотурбинных установок. В них указано, что в отличие от ранее действовавших ISO 2372, VDI 2056 и других стандартов, в [5, 6, 8, 10-15] кроме оценки состояния машин по абсолютному значению вибрации (характеризующие зоны состояния *A, B, C, D*), введен дополнительный критерий по изменению этих значений. Он основан на сравнении измеренной величины широкополосной вибрации с эталонным (опорным) значением каждого узла агрегата в установившемся режиме работы (базовой линией), которое определяется по опыту эксплуатации этой машины. В большинстве случаев считается, что изменения уровня колебаний в сторону увеличения или уменьшения на 25% значения верхней границы зоны *B* следует рассматривать как существенные, даже когда еще не достигнута граница зоны *C* по первому критерию. Это предусматривает проведение диагностического обследования с целью выявления причин такого изменения и предотвращения возникновения опасных ситуаций. Важность этого подхода состоит в том, что независимо от исходного уровня вибрации, значимые изменения будут замечены и использованы для диагностирования возникших дефектов.

В современных стандартах отмечается, что метод определения вибрации в широкой полосе частот в ряде случаев не является достаточным для оценки ТС оборудования. В них показана необходимость применения анализа частотных составляющих вибрации, их фазовых соотношений, огибающей, кепстрального анализа и других методов, нашедших широкое применение. Однако установить соответствующие критерии и нормы оценки технического состояния, ввиду индивидуальных особенностей конструкций узлов и машин в целом пока не представляется возможным. Несмотря на это, в стандартах ISO, разрабатываемых в последнее время, указываются общие рекомендации для применения различных методов анализа.

Нормативы вибраций машин и механизмов определяются, как правило, исходя из максимально допустимых нагрузок на его подшипники. В основном они возникают из-за неуравновешенности вращающихся частей машины – собственные нагрузки. Но при наличии вибраций фундамента, а, значит, и корпуса машины, на её ротор действуют силы инерции, вызывающие дополнительные нагрузки на подшипники – сторонние нагрузки.

Цель исследований. Теоретически обосновать и экспериментально проверить предельные уровни вибрации судового насосного оборудования и механизмов с вращающимися роторами.

Объект исследования – насосное оборудование с электроприводом в эксплуатационных условиях в составе судовой энергетической установки.

Предмет исследования – диагностические параметры функциональной диагностики насосного оборудования.

Методы исследования. Перечисленные задачи решались методами системного анализа, математической статистики, теории распознавания образов, гармонического и спектрального анализа, Фурье-анализа, цифровой обработки результатов экспериментов. Кроме того, ис-

пользовались методы числового анализа и моделирование с применением компьютерных пакетов обработки информации типа Matlab-7 и Mathat-14, программы цифровой обработки сигнала вибрации типа VibroCAD и CONANt-2.0.

Исследуется закономерности влияния технического состояния на виброактивность оборудования и, наоборот, повышения эффективности вибродиагностирования насосного оборудования в эксплуатационных условиях.

Мы знаем, что предельный уровень вибраций и усталостью подшипников для судового оборудования и механизмов с вращающимися роторами, как правило, с подшипниками качения составляет 10-12 тыс. часов.

Результаты исследований. Известно [4], что номинальная долговечность это число циклов (или часов), которые подшипник должен проработать до появления первых признаков усталости, т.е. появления на их поверхностях микротрещин, начало образования шелушения металла, выбоин рабочих поверхностей тел и дорожек качения.

Номинальная долговечность подшипников определяется по эмпирической зависимости:

$$L_n = (C / P)^\rho, \text{ млн. оборотов,}$$

где C – грузоподъемность, Н;

P – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

ρ – показатель степени (для шариковых подшипников $\rho = 0,3$ для роликовых подшипников $\rho = 0,33$).

Номинальную долговечность можно вычислить и в часах:

$$L_h = (10^6 / 60 n) L_n, \text{ часов,} \quad (1)$$

где n – частота вращения вала, мин^{-1} .

Эквивалентная динамическая нагрузка – это такая постоянная нагрузка, при которой долговечность подшипника та же, что и при реальных условиях работы. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных – центральная осевая нагрузка.

Эквивалентная динамическая нагрузка вычисляется по эмпирической формуле:

$$P = (V X F_r + Y F_a) K_B K_T, \text{ Н,} \quad (2)$$

где F_r, F_a – радиальная и осевая реакции опор, Н;

V – коэффициент вращения вектора нагрузки ($V = 1$ если вращается внутреннее кольцо, $V = 1,2$ если вращается наружное кольцо);

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипников, определяются по справочнику;

K_B – коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических условий работы ($K_B = 1$ для нормальных условий, $K_B = 1,8$ для сложных условий эксплуатации);

K_T – коэффициент температурного режима (до 100°C $K_T = 1$).

Грузоподъемность – это постоянная нагрузка, которую группа идентичных подшипников выдержит в течение одного миллиона оборотов. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных – центральная осевая нагрузка. Если вал вращается медленнее одного оборота в минуту, то речь идет о статической грузоподъемности C_0 , а если вращение быстрее одного оборота в минуту, то говорят о динамической грузоподъемности C . Величина грузоподъемности рассчитывается при проектировании подшипника, определяется на экспериментальной партии подшипников и заносится в каталог по подшипникам.

Из формулы (1) следует, что при увеличении эквивалентной нагрузки вдвое расчетная долговечность уменьшается для шарикоподшипников в 8 раз, а для роликоподшипников в 10 раз. Поэтому необходимо, как можно точнее, определять действующие на подшипник нагрузки и не вводить в расчет произвольных коэффициентов, завышающих действующие усилия.

Вибрационные обследования судового оборудования и механизмов, проведенные авторами на протяжении 6 лет, а также результаты анализа данных других авторов позволяют утверждать, что в процессе эксплуатации судового оборудования и механизмов целесообразно проводить вибрационные обследования и при необходимости подбалансировку роторов, как минимум, один раз в 2-3 месяца. Подбалансировка роторов судового оборудования и механизмов позволяет продлить ресурс подшипников и уменьшает шумность агрегата.

Работа судового оборудования и механизмов сопровождается вибрацией, которая отрицательно сказывается на ресурсе их работе. Наиболее нагруженным (с механической точки зрения) являются подшипниковые узлы, которые, как правило, и определяют ресурс работы судового оборудования и механизмов. Подшипники качения судового оборудования и механизмов при работе воспринимают суммарную нагрузку от веса ротора и центробежной силы инерции, которая всегда присутствует, так как идеально отбалансировать ротор невозможно (зазор в подшипниках всегда есть).

В инженерной практике введено понятие вибрационной перегрузки [4]:

$$K_n = A_\omega / g, \quad (3)$$

где A_ω – амплитуда ускорения, м/с²;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Если принять $g = 9,81 \text{ м/с}^2 \approx 1000 \text{ см/с}^2 = 10000 \text{ мм/с}^2$ и $(2\pi)^2 \approx 40$, то вибрационная перегрузка (3) как безразмерная величина запишется в виде:

$$K_n = 0,004Af^2, \quad (4)$$

где A – амплитуда перемещения, мм;

f – частота вибрации, Гц;

0,004 – ускорение, с²/мм.

Из формулы (4) следует, что если амплитуда A имеет постоянное значение, то вибрационная перегрузка K_n в зависимости от частоты f изменяется по закону квадратичной параболы, которая обладает, как известно, тем свойством, что при увеличении частоты в N раз перегрузка возрастает в N^2 раз.

Например, задано $f_1=10$ Гц и $A_1=1$ мм, следовательно, по формуле (4) находим $K_{n1}=0,4$. Если же теперь, не изменяя амплитуду, увеличим частоту до $f_2=50$ Гц, то перегрузка возрастает до $K_{n2}=10$, которая может оказаться разрушительной для отдельных узлов и деталей судового оборудования и механизмов.

Величина амплитуды в зависимости от заданной перегрузки и частоты согласно (4) определяется по формуле:

$$A = 250 K_n / f^2, \text{ мм}, \quad (5)$$

которая представляет гиперболическую зависимость амплитуды от частоты.

Так, например, при $f=50$ Гц и $K_n=4$ (перегрузка, при которой узел должен удовлетворять условиям прочности) амплитуда имеет значение $A = 0,4$ мм, которое можно непосредственно измерить. При такой амплитуде изгибные колебания являются ощутимыми. Если же величину перегрузки не изменять ($K_n=4$), а частоту увеличить, например, до $f_1=1000$ Гц, то $A_1=1$ мкм. Такую величину амплитуды измерить уже затруднительно и изгибные колебания будут неощутимыми, однако они влияют на работу механизма.

Упрощенно влияние низко- и высокочастотных вибраций на работу, например, подшипника, можно представить следующим образом. При низкочастотных вибрациях ($f = 5 \dots 50$ Гц) вследствие значительной величины амплитуд ($A = 40 \dots 0,4$ мм при $K_n = 4$) в отдельных деталях конструкции могут возникать изгибные колебания, вызывающие недопустимо большие деформации, которые могут привести к разрушению аналогично тому, как это может быть при недопустимых статических нагрузках.

Действие высокочастотных вибраций происходит при малых амплитудах (от десятков до долей микрон) колебания элементов конструкции, что вследствие большого числа циклов может вызвать появление микротрещин и усталостный излом.

Учитывая, что большинство подшипников качения судового оборудования и механизмов имеют расчетный (по формуляру машин и механизмов) ресурс $T_{осм} = 10 \dots 12$ тыс. часов зависимость (1) с учетом K_n можно представить в виде [4]:

$$T_{осм} = L_h = \left(\frac{10^6}{60n} \right) \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{58956}{(1 + K_n)^p} \text{ час.} \quad (6)$$

Таким образом, измеряя в судовых условиях относительную амплитуду ускорения A_ω ротора, по формуле (3) можно определить остаточный ресурс $T_{осм}$ подшипников качения. Для измерения относительной вибрации вала (ротора) судового оборудования и механизмов необходимы специальные, стационарно установленные датчики. В качестве примера, на рисунке 1 показаны виды вибраций и точки их измерения.

Относительные вибрации валов – это быстрое движение вала по отношению к рабочей трущейся поверхности подшипников. Они измеряются в каждой плоскости подшипника (рис. 2) в радиальном направлении с помощью двух взаимно смещенных на 90° бесконтактных датчиков, работающих на принципе вихревых токов.

Применение двух датчиков для каждой плоскости подшипника нужно для измерения орбиты центра шейки подшипника при вращении, так называемая кинетическая траектория вала.

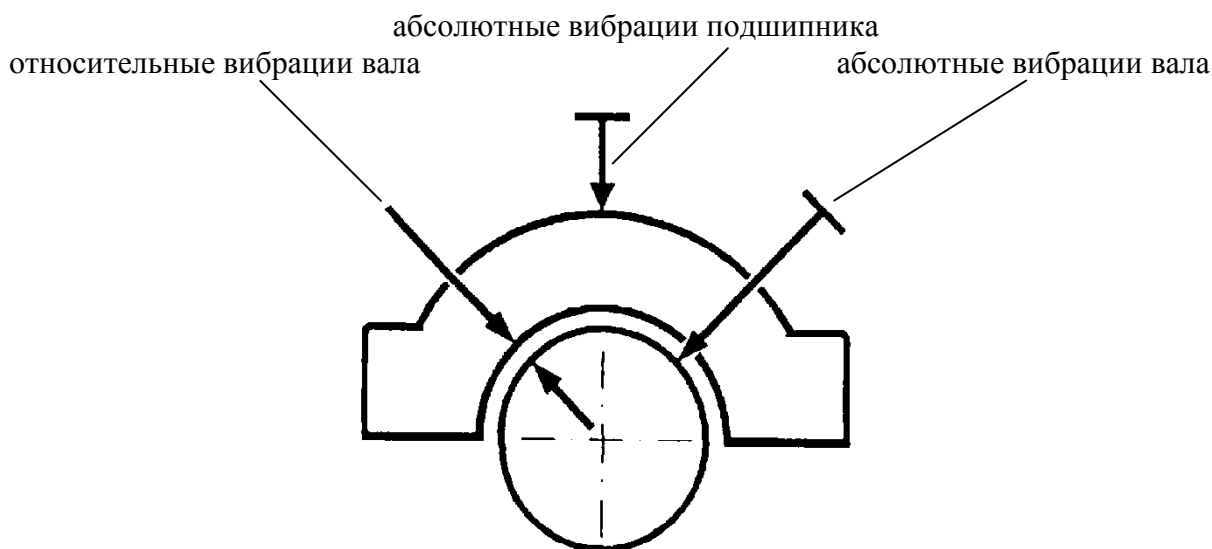


Рис. 1. Виды вибраций и точки их измерения, показанные на подшипнике скольжения

Каждый датчик измеряет траекторию вибраций вала в направлении своей продольной оси. Сумма векторов этих вибраций $s1(t)$ и $s2(t)$ определяет кинетическую траекторию вала в данной плоскости измерения. Решающей величиной для относительных вибраций валов является траектория вибраций, указываемая в единицах мкм. В странах ЕС измеряется, прежде все-

го, *максимальное отклонение* S_{\max} , которое определяется как максимальное значение кинетической траектории вала (отклонение вала) в плоскости измерения: $S_{\max} = [S_k(t)]_{\max}$.

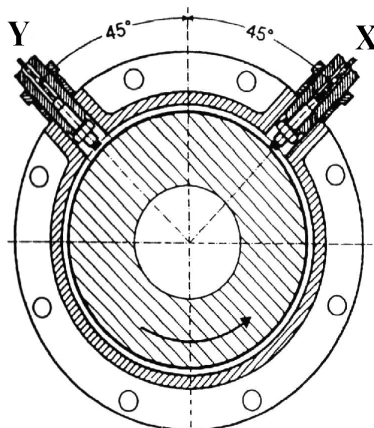


Рис. 2. Пример установки бесконтактного датчика на принципе вихревых токов для определения относительных вибраций вала в одной плоскости подшипника

Абсолютные вибрации валов – это быстрое движение валов, определяемые по отношению к неподвижной опорной точке в пространстве. Их можно измерять с помощью скользящей опоры («shaft rider»), опирающейся на вращающийся вал, и установленного на ней сейсмического датчика, или с помощью измерительной электроники, образующей сумму векторов относительных вибраций вала и абсолютных вибраций, измеряемых на месте установки относительного датчика. Измеряемые величины совпадают с величинами относительных вибраций валов.

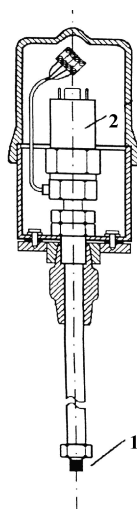


Рис. 3. Держатель датчика для измерения абсолютных вибраций вала.

Бесконтактный датчик с вихревыми токами (1) определяет относительные вибрации вала, пьезоэлектрический датчик ускорения (2) измеряет абсолютные вибрации подшипника. Сумма векторов обоих сигналов, которая образуется в устройстве защитной системы, соответствует абсолютным вибрациям вала

Однако в практике вибрацию машин и механизмов измеряют, как правило, с помощью переносных виброизмерительных приборов. При этом принято измерять не амплитуды виброускорения A_ω в м/с^2 , а уровни виброускорения L в дБ . Вибродатчики устанавливают на корпус

се (подшипниковых щитах) машин и механизмов, т.е. измеряют абсолютные вибрации подшипников, а не абсолютные вибрации валов.

Абсолютные вибрации подшипников отличаются от абсолютных вибраций валов на поправочный коэффициент $K_{нк}$, который определяется расчетом или экспериментально:

$$A_p = A_k \times K_{нк}, \quad (5)$$

где $K_{нк} = (M_p + M_k)/M_p = A_p/A_k$,

M_p и M_k – масса ротора и корпуса механизма соответственно.

A_p, A_k – амплитуды колебаний ротора и корпуса ЭМ соответственно;

Для большинства судового оборудования и механизмов значение $K_{нк} = 3 \dots 6$. Если измеряются уровни виброускорения L в дБ, и точное значение $K_{нк}$ определить не возможно, то для практического применения удобно пользоваться следующей приближительной зависимостью ($K_{нк} \approx 3,33$):

$$L_p = (L_k + 10) - \text{уровень виброускорения ротора, дБ};$$

где L_k – уровень виброускорения корпуса подшипника, дБ.

Остаточный ресурс подшипников качения $T_{ост}$ по формуле (4) обеспечивается при условии, что значение K_n в процессе эксплуатации судового оборудования и механизмов не изменяется. Однако это условие не выполняется, т.к. коэффициент K_n зависит от (несет информацию) многих конструктивных и эксплуатационных факторов:

- температуры;
- технического состояния подшипников качения;
- количества и качества смазки;
- качества изготовления и сборки подшипниковых узлов и др.
- вибрационной помехи от рядом работающих машин и механизмов.

Таким образом, коэффициент K_n является обобщенным параметром (функцией) ТС подшипников качения (машин и механизмов) и, естественно, не может быть постоянным в процессе эксплуатации судового оборудования и механизмов.

Таблица 1

Зависимость ресурса подшипников качения от K_n

K_n	L_p , дБ	L_k , дБ	T, шариковых, час	T, роликовых, час
0,6	86	76	14648	12738
0,7	87	77	12212	10416
0,8	88,5	78,5	10288	8633
0,9	89,5	79,5	8748	7220
1,0	90,5	80,5	7500	6098
1,1	91,5	81,5	6478	5172
1,2	92	82	5634	4444
1,3	92,5	82,5	4930	3842
1,4	93	83	4342	3334
1,5	94	84	3838	2912
1,6	94,5	84,5	3412	2564
1,7	95	85	3048	2264
1,8	95,5	85,5	2732	2006
1,9	96	86	2460	1786

Зависимость ресурса подшипников качения от K_n

2,0	96,5	86,5	2222	1600
3,0	99,5	89,5	838	618
4,0	102,5	92,5	480	296

Остаточный ресурс подшипников качения

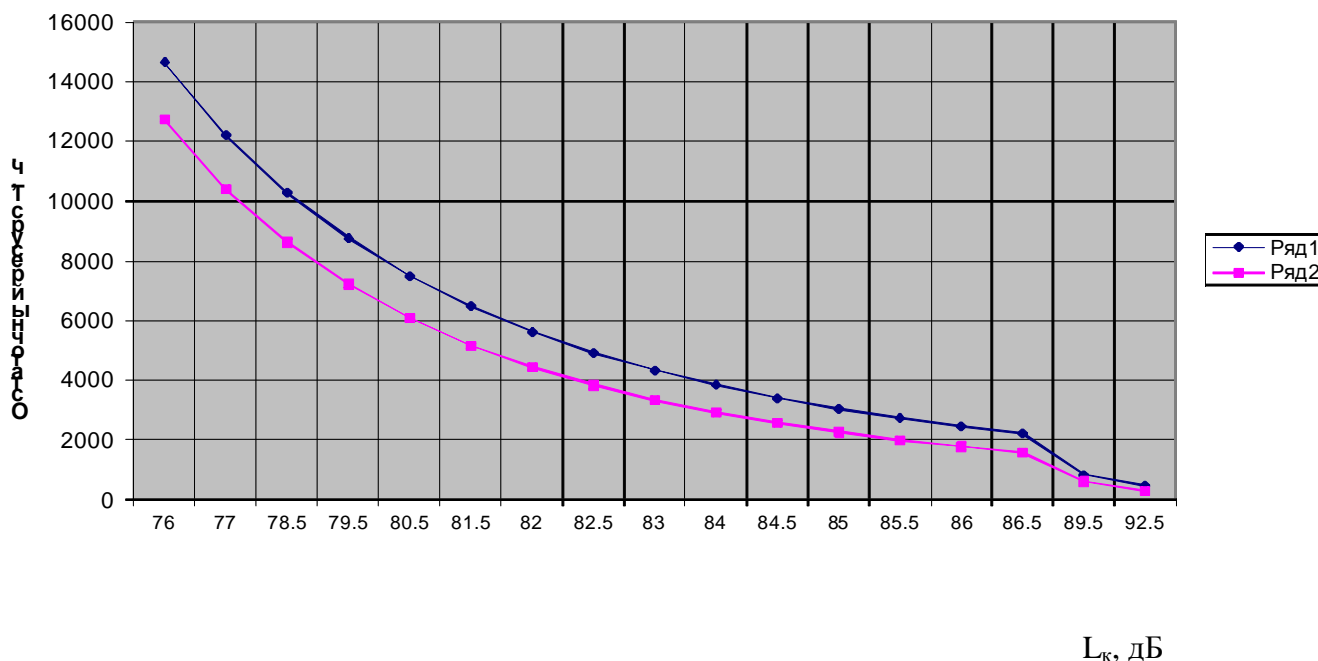


Рис. 4. Зависимость ресурса подшипника качения $T_{ост}$ от общего уровня виброускорения L_k в дБ подшипникового щита корабельной машины
ряд 1 – для шарикоподшипника; ряд 2 – для роликоподшипника

Используя таблицу 1 или зависимость, представленную на рисунке 4, можно предложить апробированный практический метод прогнозирования остаточного ресурса подшипников качения, который рассмотрим на практических примерах.

Пример 1. Известно, что в механизме или в машине установлены новые подшипники качения (например, после ремонта).

1. Измеряют общий уровень виброускорения L_k в дБ подшипникового щита или (если имеются приборы) непосредственно K_n .

2. По таблице 1 или рисунку 4 определяют остаточный ресурс подшипников качения.

3. По истечению начального периода приработки подшипников качения (не менее 48 часов) производят замену смазки. Вновь измеряют L_k и уточняют остаточный ресурс подшипников качения (как правило, общий уровень вибрации L_k уменьшается, а остаточный, согласно формулы (4), ресурс подшипников качения увеличивается).

4. Периодичность измерения текущих значений уровней вибрации L_k , для уточнения остаточного ресурса подшипников качения, выбирается как $0,5T_{ост}$, но не реже чем через 2...2,5 тыс. часов (1 раз в три месяца).

Например, общий уровень виброускорения подшипникового щита $L_k = 77$ дБ, что соответствует $T_{ост} = 12212$ час. (см. таблица 1 для шарикоподшипников). Следующий замер L_k необходимо произвести через 2...2,5 тыс. час.

Если $L_k = 85$ дБ, что соответствует $T_{ост} = 3838$ час., то следующий замер производят через $0,5T_{ост}$, т.е. через 1919 часов наработки подшипников качения.

5. Результаты измерений L_k записываются в формуляр механизма. Если по мере наработки подшипников качения L_k увеличился более чем на 6 дБ (в два раза), то производят замену смазки в подшипниках качения и после этого, по вновь замеренному уровню L_k , уточняют остаточный ресурс подшипников.

Пример 2. Нарботка подшипника качения неизвестна.

1. Заменяют смазку в подшипнике качения и измеряют L_k , по которому определяют остаточный ресурс. Если величина остаточного ресурса меньше необходимого, то производят замену подшипника качения по мере возможности остановки механизма. Однако однозначно подлежат замене подшипники качения, имеющие общий уровень виброускорения подшипникового щита $L_k > 100$ дБ при условии, что смазка в них качественная.

Таким образом, измеряя L_k или K_n в процессе эксплуатации оборудования, уточняют остаточный ресурс подшипников качения с учетом изменения динамики процесса их разрушения (износа) и эксплуатационных факторов (температуры, вибрационной помехи от рядом работающих механизмов и др.).

Из формулы (4) видно, что повысить ресурс подшипников качения в эксплуатационных условиях возможно путем уменьшения K_n за счет:

- периодического проведения подбалансировки ротора (рекомендуется через 2...2,5 тыс. час.);
- своевременного (по фактическому техническому состоянию) проведению технического обслуживания и ремонта;
- контроля качества виброизолирующего крепления (влияет на вибрационную характеристику машин и механизмов при неизменном их ТС), если оно есть;
- подкрепления фундаментов (увеличение их жесткости) и других мероприятий.

Выводы

1. Для практического обоснования предельных уровней вибраций различного судового оборудования и механизмов целесообразно использовать зависимость (4).

2. Практически определять остаточный ресурс судового оборудования и механизмов в эксплуатационных условиях удобно по зависимости (4), представленной в табличной или графической форме.

3. Коэффициент K_n , который используется в зависимости (4) определяется по общему уровню виброускорения, измеренному в диапазоне от 10-20 Гц до 10-20 тыс. Гц подшипникового узла корабельной машины или механизма.

4. Обоснована целесообразность использования параметрического метода диагностирования узлов и деталей насосного оборудования, в котором применяется аддитивно-мультипликативная модель сигнала вибрации. Данный подход позволяет производить диагностирование насосного оборудования в судовых эксплуатационных условиях и ставить диагноз с точностью до 100%.

5. Получены новые диагностические параметры и диагностические признаки основных неисправностей и дефектов узлов и деталей насосного оборудования, которые позволили разработать методику и программу диагностирования, не требующую ретроспективных данных об их вибрационном состоянии.

Совокупность полученных результатов позволяет сделать вывод о разработке нового диагностического обеспечения для всех типов насосного оборудования.

Перспективным дальнейшим продолжением в этом направлении является детализация расчета норм вибрации для различных типов судового оборудования и механизмов, разработка методик расчета и прогнозирования остаточного ресурса, приборная реализация данного подхода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации. – СПб.: СПбГМТУ, 2000.

2. *Абдулаев А.А.* Программа комплексного диагностирования корабельных ЭМ. Сб.: НТК проф. - препод. состава и др. организаций. - Л.: ВВМИОЛУ им. Ф.Э. Дзержинского, 1985.
3. *Абдулаев А.А.* Вибрационная оценка величины радиального зазора в ПК судовых ЭМ. Сб. НТК им. Крылова: Планирование и разработка технологии организации судоремонтных работ. - Владивосток, 1988.
4. *Абдулаев А.А.* Методика расчета эксплуатационной долговечности ПК судовых машин и механизмов - Дальневосточный НТ по судовой радиоэлектронике. - Владивосток, 1989.
5. ISO 17359:2003. Condition monitoring and diagnostics of machines. General guidelines.
6. ISO 13380:2002. Condition monitoring and diagnostics of machines. General guidelines on using performance parameters.
7. *Гриб В.В., Соколова А.Г., Еранов А.П., Давыдов В.М., Жуков Р.В.* Анализ современных методов диагностирования компрессорного оборудования нефтегазохимических производств // «Нефтепереработка и нефтехимия. Научно-технические достижения и передовой опыт». 2002. №10. С.57-65.
8. ISO 13379:2003. Condition monitoring and diagnostics of machines. General guidelines on data interpretation and diagnostics techniques.
9. *Гольдин А.С.* К вопросу о нормах и принципах нормирования вибрации вращающихся машин // Контроль. Диагностика. 2000. №4. - С.3-10.
10. ISO 10816. Mechanical vibration. Evolution of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 1-5.
11. ISO 7919. Mechanical vibration of non-reciprocating machines. Measurements on rotating shafts and evolution criteria. Part 1-5.
12. ISO 10816-6:1995. Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW.
13. ISO 13373-1:2002. Condition monitoring and diagnostics of machines. Vibration condition monitoring. Part 1: General procedures.
14. ISO/DIS 13373-2. Condition monitoring and diagnostics of machines. Vibration condition monitoring. Part 1: Processing, presentation and analysis of vibration data.
15. ISO/DIS 15242-1. Rolling bearings. Measuring methods for vibration. Part 1: Fundamentals.
16. ISO 13374-1:2003. Condition monitoring and diagnostics of machines. Data processing, communication and presentation. Part 1: General guidelines.

УДК 629.122.5(26)

Кириллова Е.В., Мелешенко Е.С.

ДИНАМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КРИТИЧЕСКОЙ РАБОТЫ ГРУЗОПАССАЖИРСКОГО ПАРОМА

В работе представлены результаты разработки аналитического способа, позволяющего определить значения динамических показателей критической работы грузопассажирского парома.

Ключевые слова: грузопассажирский паром, динамические показатели, критическая работа парома, показатели доходов, показатели расходов.

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими задачами. В системе международных перевозок грузов и пассажиров паромная перевозка является важной частью транспортного процесса. В настоящее время паромное сообще-