

ДИАГНОСТИКА КОРПУСНО-СЕКЦИОННЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ С ПРОГНОЗИРУЕМЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ НЕУРАВНОВЕШЕННЫХ МАСС НА РОТОРЕ

Алиев Н.А., (НИИГМ имени М.М. Федорова, г.Донецк)

Vibration diagnostic of case-sectional centrifugal pumps with forecast distribution of unstable masses on a rotor and the analysis trend performances presented.

Мониторинг технического состояния корпусно-секционных динамических машин (далее КСДМ) и их модификаций, в том числе центробежных насосов, турбонасосов, турбогидронасосов и т.д., в силу их конструктивных особенностей и сборки, является многофакторной разветвленной задачей. Главным отличительным признаком таких машин является отсутствие горизонтального разъема, определяющего особенности технологии их сборки.

При эксплуатации, особенно в условиях повышенных требований к безопасности промышленно-организационных структур какими являются атомные и тепловые электростанции, угледобывающие шахты, активный диагностический мониторинг позволяет прогнозировать и предотвращать аварийные ситуации, результаты которых могут стать катастрофическими [1].

Анализ возможных методов неразрушающего контроля в рабочих условиях на первое место ставит виброконтроль, т.е. измерение частотных спектров вибрации и их сравнение с «эталонными» величинами, которые устанавливают текущее техническое состояние и позволяют оценить динамику регрессирования, а также прогнозировать остаточный ресурс КСДМ [2].

Известно, что спектральные составляющие вибрации лопастных насосов обусловлены гидродинамическими и механическими источниками как собственно динамической машины, в совокупности с двигателем и соединительными элементами привода, так и технологическими несовершенствами, связанными с механической обработкой, методикой предсборочной подготовки и сборки агрегата.

К гидродинамическим источникам вибрации лопастных насосов как известно относятся: вихреобразование в перекачиваемой среде, неоднородность потока, турбулентные пульсации давления, воздушная и паровая кавитации.

Механические источники вибрации насосов обусловлены как конструкцией и технологией изготовления собственно насоса, так и элементов сопряжения его с приводом и самого привода. Основными источниками первой группы являются неуравновешенные силы инерции вращающихся масс, связанные с технологическими и сборочными несовершенствами в сравнении с геометрическим подобием машины, а также колебательными процессами в опорных узлах – подшипниках (качения или скольжения). Ко второй группе относятся колебательные процессы, связанные с соединительными муфтами, передаточными механизмами и приводными двигателями.

В первую группу входят также геометрические и технологические несовершенства рабочих колес и ротора КСДМ влияющих на вибронегруженность насосных агрегатов [3]. К такого рода несовершенствам относятся неравновеликость лопаточных зон колес и несимметричность их заполнения, прецессионное движение колес, отклонения от взаимного расположения формообразующих поверхностей, хаотическое расположение неуравновешенных масс при сборке ротора и т.д. Возможной причиной вибрации КСДМ на оборотной частоте может явиться отклонение от коаксиального расположения посадочных поверхностей корпусных деталей, направляющих аппаратов, кольцевых целевых уплотнений и вследствие этого задевание подвижных (вращающихся) деталей о корпусные, базовые. Возникающее при этом трение проявляется широкополосным нестабильным спектром вибрации.

Неуравновешенность ротора вследствие весовой асимметрии, не детерминированного распределения остаточных дисбалансов вдоль вала, разбалансировке из-за отложений, износа, вымывания пористых структур материала и т.п. - все эти факторы в той или иной мере могут являться причиной как широкополосных, так и дискретных спектральных компонент вибрации.

Возникновение вибрации может быть вызвано поверхностной усталостью, отклонением геометрии элементов подшипников и посадочных поверхностей, нарушением соосности переднего и заднего кронштейнов, технологическим погибом вала и т.д.

Соединительные муфты являются источниками вибрации как на оборотной частоте, так и в области более высоких частот. Такой характер вибрации наиболее четко выражен на спектрограммах при применении компенсирующих муфт типа шлицевых или зубчатых, без продольной модификации зуба. Упругие муфты, типа торовых, лепестковых или втулочно-пальцевых, могут возбуждать колебания на оборотной частоте, а также на частотах кратных числу пальцев. Это связано с погрешностью

относительной ориентации гнезд и окружного шага отверстий под пальцы на полумуфтах, дисбалансами полумуфт, непосредственно связанных с указанными погрешностями и неточностями изготовления внутренних поверхностей полумуфт относительно наружных, неравной жесткостью упругих элементов и их релаксацией в процессе работы агрегата и т.д.

Вибрацию агрегата может вызывать пульсация перекачиваемой жидкости в присоединенных трубопроводах и дополнительные усилия, приложенные при их центровке и монтаже на фланцах КСДМ.

Вышеперечисленные факторы, влияющие на спектр вибрации насосных агрегатов являются основными критериями для формирования технологической политики в решении задачи снижения вибронагруженности и их технической диагностики. Методом исключения или сужения ряда технических и технологических несовершенств в общей технологической цепочке позволяет в системе КСДМ определять вклад того или иного фактора на вибронагруженность агрегата. Например, весовая асимметрия рабочих колес различных технологических исполнений при сборке на валу может быть исключена если: 1) в КСДМ использовать только колеса одного класса и технологического исполнения; 2) разработать и применять рабочие колеса с минимальным весовым разбросом и неуравновешенностью, что в принципе реализуется при применении технологии производства колес штампо-сварного исполнения [3], [4]; 3) применение позлементной балансировки в противовес балансировки ротора в сборе позволяет исключить влияние сборочного эксцентриситета рабочих колес на вибронагруженность агрегата [5] и т.д. Обработка корпусных деталей с одного установка уменьшает влияние эксцентриситеты кольцевых щелевых уплотнений, внутренних и наружных посадочных поверхностей на вибрацию, т.к. в этом случае будет гарантированно отсутствие касания вращающихся деталей о неподвижные. Изготовление длинных гибких валов, особенно для многосекционных КСДМ, с обязательным применением подвижных и неподвижных люнетов, позволяет минимизировать технологический прогиб и соответственно оптимизировать величины зазоров по уплотнениям, исключить вибрацию от ударов сопряженных поверхностей и т.д.

Из вышеприведенного можно сделать вывод, что комплекс технологических мероприятий, отработанный в НИИГМ имени М. М. Федорова при создании методики изготовления многих типов КСДМ позволяет применить при диагностике их закон исключения. Он может быть сформулирован так: если при изготовлении применены отработанные технологические требования, в результате которых получено полное соответствие между прототипом и элементами КСДМ, то основной вклад в вибронагруженность будут вносить внешние факторы. К ним в первую очередь следует отнести качество центровки, технологическое исполнение и тип соединительного узла, уровень вибронагруженности электродвигателя, жесткость рам и фундаментов, способ привязки трубопроводов к фланцам КСДМ и т.д. Если предварительно при сборке узлов проведена дефектация подшипников, то соответственно их можно исключить (на первоначальном этапе, при пуске агрегата или при обкатке) из возможных факторов, вызывающих вибрацию. Однако по мере наработки агрегата требуется вводить обязательный контроль опорных узлов на соответствующих частотах.

Кинематические частоты возбуждения вибрации в корпусно-секционных машинах зависят от рабочей оборотной частоты и кратны числу источников, вызывающих вибрацию того или иного рабочего элемента: числу лопаток колеса, направляющего аппарата, лопаток диффузора, числу тел качения подшипников, числу пальцев или связей муфт и т.д.

Лопаточная частота рабочего колеса насоса проявляется в спектральном представлении в виде ряда дискретных компонент на частотах, Гц:

$$f_{\text{л}} = m \cdot z \cdot f_p, \quad (1)$$

где $m = 1, 2, 3, \dots$ - порядковый номер гармоники лопаточной частоты; z – число лопастей рабочего колеса, f_p - частота вращения ротора насоса Гц;

Аналогично для лопаточной частоты направляющего аппарата или диффузора КСДМ:

$$f_{\text{ам}} = m \cdot k \cdot f_p \quad (2)$$

где k – число лопастей направляющего аппарата или диффузора.

Основные частоты и их гармоники возбуждения колебаний подшипников могут быть определены по зависимостям [6], в порядке возрастания частот и сведены в табл.1.

В табл. 1 приведены кинематические частоты возбуждения вибрации в корпусно-секционном насосе типа ЦНС 300 или ЦНСШм при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$. Число лопаток рабочего колеса $z=7$, число лопаток направляющего аппарата $k=6$, отводящего диффузора $m=6$. В опорных узлах приняты к установке роликподшипники радиальные сферические двухрядные № 3618 ГОСТ 5721 с основными геометрическими параметрами: $d = 23 \text{ мм}$, $z_{ш} = 14$, $D_H = 150 \text{ мм}$, $D_B = 70 \text{ мм}$, $D = 110 \text{ мм}$, $\beta = 14^\circ$. Приведенные в табл. 1 частоты, возбуждаемые в подшипниковых опорах, несколько разнятся от реальных, ввиду наличия относительного скольжения тел качения по кольцам.

В приводах насосных агрегатов с производительностью $Q = 300 \text{ м}^3/\text{ч}$ применяется муфта упругая втулочно-пальцевая МУВП -350 с числом пальцев $m=10$ и набором резиновых трапецеидальных колец. В табл. 1 учтен факт возможной установки между полумуфтами числа пальцев не рекомендуемых к применению. Данные табл. 1 – основа для оценки кинематических частот возбуждения вибрации элементами насоса по их вибрационным спектральным составляющим.

Полученная группа данных является идентификационным кодом при виброметрии и анализе технического состояния корпусно-секционных насосов типа ЦНС 300 или ЦНСШм 300. К ней должно быть присоединена информация о нормах на уровни вибрации и выделена зона предельно допустимых ее величин для различных действующих источников. За базовую принята оценка вибронагруженности динамических машин согласно стандартам ISO 2372 и VDI 2056. Пределы и нормирование величин вибрации по указанным стандартам ISO 2372 и VDI 2056 с указанием предельного состояния приведены на рис. 1.

Табл. 1. Кинематические частоты возбуждения вибрации насоса ЦНСШм 300 на рабочей оборотной частоте 25Гц (1500 об/мин)

№ гармоники	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Насос										
Оборотная частота, Гц	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250
Лопаточная частота, Гц, 7 лопаток	175	350	525	700	875	1050	1225	1400	1575	1750
Направляющий аппарат, Гц, 6 лопаток	150	300	450	600	750	900	1050	1200	1350	1500
Втулочно-пальцевая муфта МУВП-350										
6 пальцев	150	300	450	600	750	900	1050	1200	1350	1500
8 пальцев	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
10 пальцев	2500	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500
Подшипник №3618 ГОСТ 5721										
Радиальный зазор, Гц	175	350	525	700	875	1050	1225	1400	1575	1750
Сепаратор, Гц	10,1	20,2	30,3	40,4	50,5	60,6	70,7	80,8	90,9	101
Тела качения, Гц	62,1	124,2	186,3	248,4	310,5	372,6	434,7	496,8	558,9	621
Наружное кольцо, Гц	141,3	282,6	423,9	565,2	706,5	847,8	989,1	1130	1272	1413
Внутреннее кольцо, Гц	206,3	412,6	618,9	825,2	1032	1238	1444	1650	1857	2063

V-мм/с (10...1000 Гц) – среднеквадратичное значение
0 1,8 4,5 11,2

S – мкм (25 Гц) - амплитуда
0 16 40 100

Рис.1 Нормы стандартов ISO 2372 и VDI 2056 для вибромониторинга корпусно-секционных динамических машин.

Принято нормировать среднеквадратическое значение виброскорости V-мм/с в частотном диапазоне 10...1000 Гц или амплитудное значение вибросмещения S-мкм на оборотной частоте ротора насоса (25 Гц). Категории нормирования – «отлично», «хорошо», «предельно допустимо», «недопустимо».

При агрегатировании на общей раме КСДМ и приводного электродвигателя, а также подсоединении напорного и всасывающего трубопроводов в обязательном порядке необходимо, для понижения вибронагруженности агрегата, выполнение следующих условий:

– трубопроводы подсоединяются к насосу таким образом, чтобы они передавали на патрубки минимальные усилия и не вызывали бы дополнительную вибрацию насоса. Запрещается притягивать трубопроводы к насосным агрегатам. Допустимая непараллельность фланцев в соединении на каждые 100 мм диаметра трубопровода и давления 60 МПа должна быть не более 0,05 мм [7];

– около 50% дефектов промышленного оборудования связано с некачественной центровкой роторов машин агрегатов. Измерение виброскорости в радиальном и осевом направлениях с фиксацией спектральных составляющих на оборотной частоте и ее первой гармонике – чувствительные диагностические признаки расцентровки. Для чисел оборотов вала $n = 1000 - 2000 \text{ мин}^{-1}$ нормируется относительное расположение полумуфт: угловая несоосность (мм/100мм) “отлично” – 0,05мм, “допустимо” – 0,08мм; параллельное смещение (мм) “отлично” – 0,05мм, “допустимо” – 0,1мм [7];

– необходимо обеспечить жесткое крепление насоса и двигателя к монтажной раме и фундаменту. Динамическая жесткость фундамента и подшипника считается удовлетворительной, если величина виброскорости, измеренная на лапе насоса (двигателя) не превышает 50% величины виброскорости подшипника, причем оба измерения проводятся соответственно в вертикальном и поперечном направлениях.

Для электродвигателя на холостом ходу в точках 12В... 13П, 15В (рис.2) измеряется уровень виброскорости (среднеквадратическое значение в полосе частот от частоты вращения до 2000 Гц). Измеренный уровень виброскорости для жестко закрепленного двигателя должен быть не более 2,8 мм/с, а значение виброскорости на лапах – не более 1,4 мм/с.

Ремонтные воздействия необходимо применить при увеличении вибрации в 2 - 3 раза, т.е., в нашем случае при 5,6 - 8,4мм/с, причем по достижению уровня виброскорости 11,2 мм/с требуется немедленная остановка двигателя [2], [7].

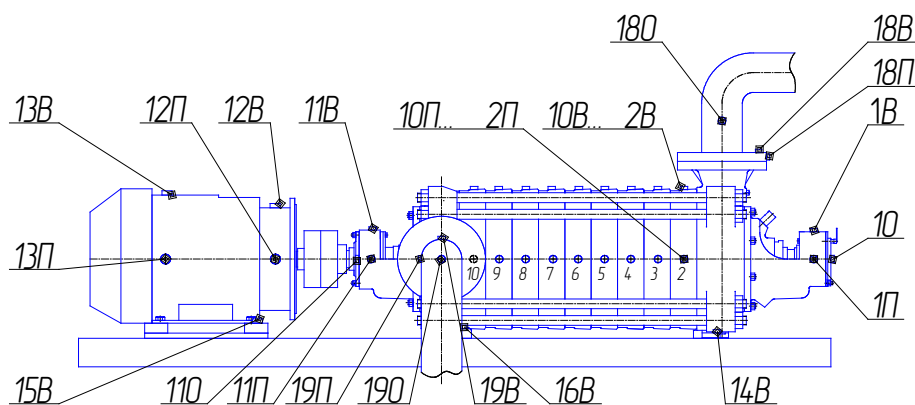


Рис. 2. Точки замера вибрации на насосном агрегате при мониторингизации

П – направление установки пьезоакселерометра для замера поперечных колебаний; В – направление установки пьезоакселерометра, для замера вертикальных колебаний; О – направление установки пьезоакселерометра для замера осевых колебаний

Вибромониторинг собственно центробежного корпусно-секционного насоса осуществляется в точках 1В...11О, 14В, 16В, 18П, 19П (рис. 2). Измеряются спектральные характеристики виброскорости в частотном диапазоне до 200 Гц. Для сопоставления спектральных линий и технического состояния насоса, т.е. для расшифровки спектра составляется перечень кинематических частот возбуждения вибрации (табл. 1) в которой представлены основные частоты и их гармоники.

В первую очередь проверяется состояние подшипников по уровню ударных импульсов генерируемых ими, измерение которого обеспечивается применением специального датчика на его резонансной частоте порядка 28 кГц, входящего в стандартный комплект современных цифровых виброспектроанализаторов, к примеру прибор 795М или СД-12М.

В спектроанализатор вводится значение внутреннего диаметра подшипника, оборотная частота и регистрируется уровень (в дБ) ударных импульсов, превышающий заранее известный номинальный уровень для нового подшипника, функционирующего в штатном режиме. Тогда для превышения номинального уровня не более чем на 20 дБ – состояние подшипника «хорошее», при 20... 40 дБ – «удовлетворительное», при более 40 дБ – требуется остановка и «ремонтное воздействие» (замена подшипника).

Нормирование среднеквадратического значения виброскорости согласно стандарта ISO в диапазоне частот 10...1000 Гц указывает на величину не более 4,5 мм/с для допустимого состояния с

предельно допустимым значением 11,2мм/с. В подавляющем большинстве случаев основная частотная составляющая вибрация приходится на оборотную, для которой стандарт VDI 2056 нормирует предельно допустимую амплитуду вибросмещения величиной не более 100 мкм.

Спектральный анализ вибрации позволяет отслеживать кинематические несовершенства насосного агрегата, в оперативном порядке определять и устранять их. Ниже приводятся наиболее характерные случаи проявления дефектов, технологических или кинематических несовершенств, расцентровки и т.д., выявленные при вибромониторинге насосных агрегатов на водоотливных комплексах шахт Украины.

На рис. 3 приведена спектрограмма виброскорости в вертикальном направлении (точка 10В) в районе всасывающего патрубка насосного агрегата ЦНС 300-480, горизонт 916, стационарный №2, шахта им. Дзержинского, ГП «Дзержинскуголь». Уровень оборотной составляющей виброскорости- 4,4 мм/с на частоте 25 Гц (1500 об/мин) преобладающий, величина амплитуды вибросмещения составляет 28,0 мкм, что соответствует категории нормирования “хорошо”. Время наработки агрегата на момент снятия характеристики Т= 1680 часов.

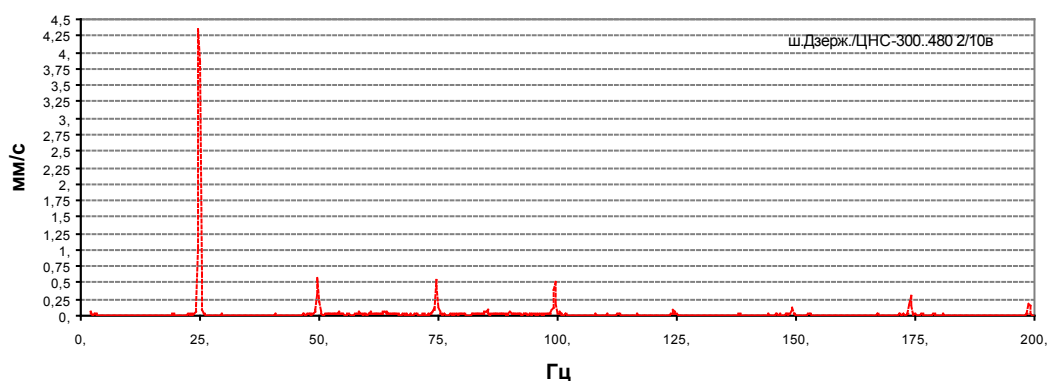


Рис. 3. Спектральное представление дисбаланса ротора насоса

На рис. 4 представлена явно выраженная несоосность роторов насоса и двигателя насосного агрегата ЦНС 300-600 (точка 3О рис. 2), горизонт 516, стационарный №3 шахта им. Дзержинского, ГП «Дзержинскуголь»: уровень второй гармоники (50Гц) оборотной частоты – 2,7 мм/с, а среднеквадратическое значение виброскорости в диапазоне 2...200Гц составляет 4,7мм/с, что по ISO 2372 нормируется как “предельно допустимо” ($4,5 < 4,7 < 11,2$). Требуется немедленные мероприятия по центровке валов насоса и электродвигателя.

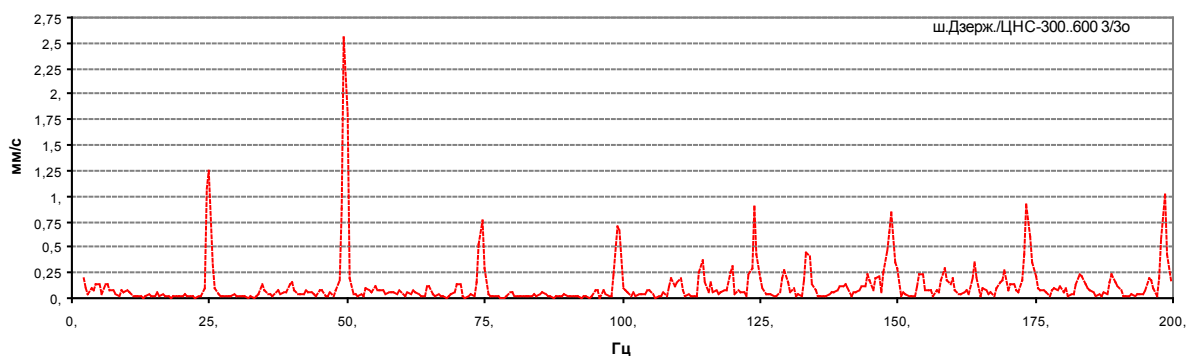


Рис. 4.

Спектральное представление нарушения соосности роторов насоса и электродвигателя

Увеличенный радиальный зазор подшипника №3618 ГОСТ 5721 проявляется на частоте (табл. 1) 175Гц и представлен на рис. 5, величина виброскорости – 2,3 мм/с. Приведена спектрограмма виброскорости в вертикальном направлении (точка 1В, рис.2) в зоне опорного узла заднего кронштейна насосного агрегата ЦНС 300-480, горизонт 916, стационарный №2, шахта им. Дзержинского, ГП «Дзержинскуголь». Время наработки агрегата на момент снятия характеристики Т= 1680 часов. Уровень оборотной составляющей виброскорости 1,75 мм/с.

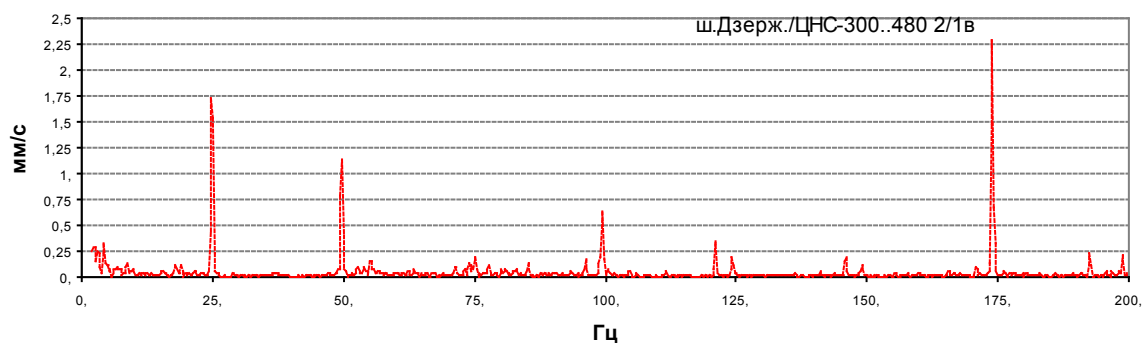


Рис. 5. Спектральное представление повышенного радиального зазора подшипника №3618

Комбинация дефекта наружного кольца (частота 141Гц) подшипника и увеличенного его радиального зазора (частота 175Гц) представлена на рис.6 и является помимо уровня оборотной частоты наиболее значимыми составляющими спектра. Выявлены при виброконтроле состояния опорного узла заднего кронштейна насосного агрегата ЦНС 300-480, горизонт 916, стационарный №1, шахта им. Дзержинского, ГП «Дзержинскуголь». Время наработки агрегата на момент снятия характеристики $T=2756$ часов. Общий уровень виброскорости равен 3,7 мм/с. Категория нормирования - «хорошо» ($1,8 < 3,7 < 4,8$ мм/с). Требуется проведение периодического вибромониторинга опорного узла с возможной заменой подшипника.

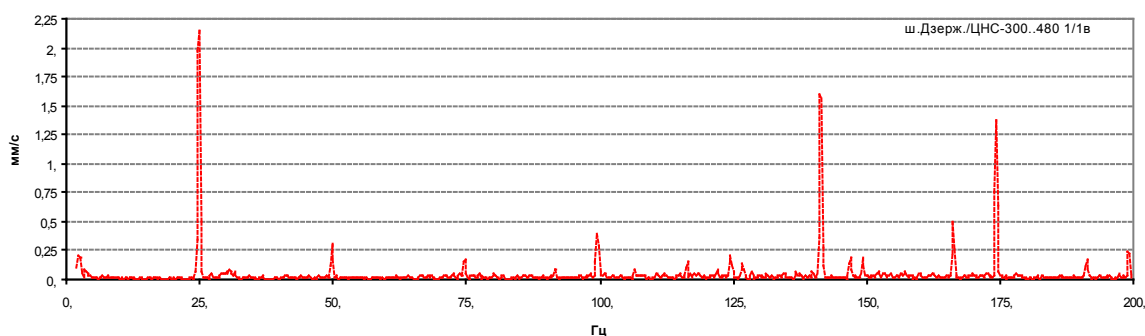


Рис. 6. Спектральное представление дефекта наружного кольца и повышенного радиального зазора подшипника №3618

Случай задевания ротором насоса щелевых уплотнений представлен на рис. 7 и вызван большим дисбалансом (уровень оборотной составляющей скорости- 7мм/с, вибросмещения - 44,8 мкм) проявляющимся в диапазоне 120...175Гц. Выявлен при виброметрии насосного агрегата ЦНС 300-480, горизонт 916, стационарный №1, шахта им. Дзержинского, ГП «Дзержинскуголь». Время наработки агрегата на момент снятия виброхарактеристик $T=1027$ часов. По стандарту VDI 2056 вибросостояние насоса «предельно допустимо» ($40 < 44,8 < 100$ мкм)

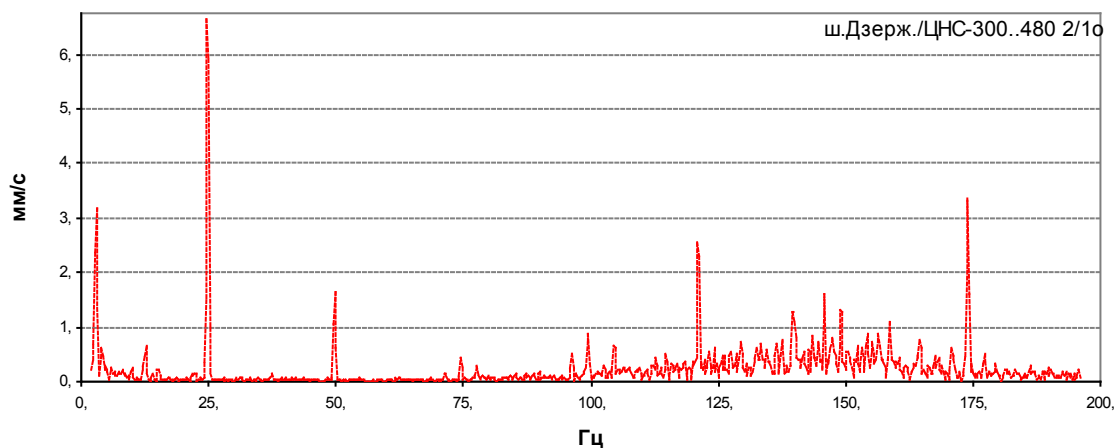


Рис. 7. Спектральное представление задевания ротором насоса кольцевых щелевых уплотнений.

Неравномерность гидродинамической нагрузки по периметру насосного колеса проявляется с ростом глубины амплитудной модуляции составляющей лопаточной вибрации. Хотя для насоса ЦНС 300 частота радиального зазора подшипника и лопаточная совпадают (см. табл. 1), по виду спектра в окрестности частоты 175 Гц - расширению спектрального пика и появлению боковых частот можно выявить срывные потоки жидкости - источник гидродинамической неустойчивости (рис.8). Получен при вибромониторинге насосного агрегата ЦНС 300-600, горизонт 516, стационарный №4, шахта им. Дзержинского, ГП «Дзержинскуголь». Время наработки агрегата на момент снятия виброхарактеристики $T=8796$ часов.

Снижение вибронагруженности собственно корпусно-секционных центробежных насосов достигается поэлементной балансировкой рабочих колёс в динамическом режиме на рабочих оборотах и распределением неуравновешенных масс на роторе по закономерностям близким к параболе или закона цепной линии [8]. Примеры распределения неуравновешенных масс по ротору некоторых насосов после балансировки в динамическом режиме, согласно указанных закономерностей приведены в [5]. Над насосами указанной постройки в процессе всего ресурса их работы установлен контроль рабочих характеристик, вибропараметров, температурного режима и т.д. Замеры указанных показателей производились каждые три месяца со дня запуска агрегатов для получения трендов работы машин.

Контроль вибропараметров производился виброанализатором 795М в поперечной, вертикальной и продольной плоскостях агрегата, расход измерялся ультразвуковым счетчиком жидкости «Эргомера 100Н2», температура воды из разгрузки и подшипниковых узлов – термометром контактным цифровым ТК-505, расход через узел компенсации осевой силы – мерной емкостью с фиксацией времени ее заполнения.

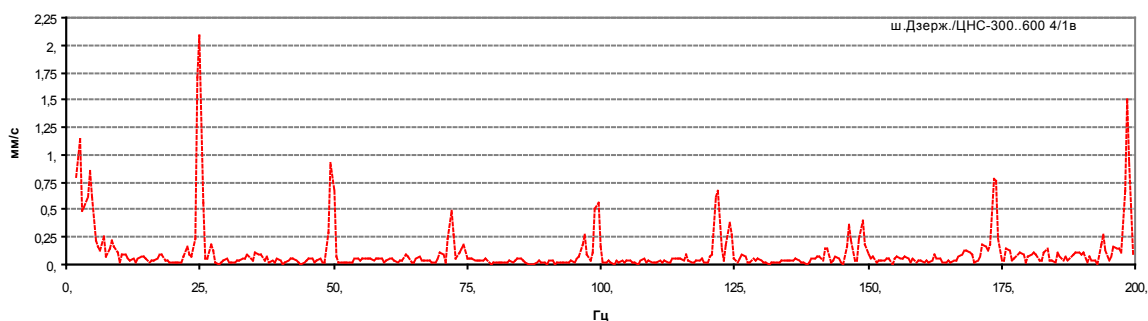


Рис. 8. Спектральное представление неравномерности гидродинамической нагрузки

На основе полученных замеров вибросмещений и виброскоростей для указанных насосов построены упругие линии валов агрегатов и проведен сопоставительный анализ количественного и качественного изменения показателей их работы [8].

На рис. 9 приведены распределения виброперемещений и виброскоростей по валу насоса ЦНСШм 300-480, шахта им. Ф.Э. Дзержинского, гор. 916, станц. № 1. Пуск агрегата в работу произведен в апреле 2004 г. Время наработки $T=2886$ часов, дата обследования – 09.11.2004г.

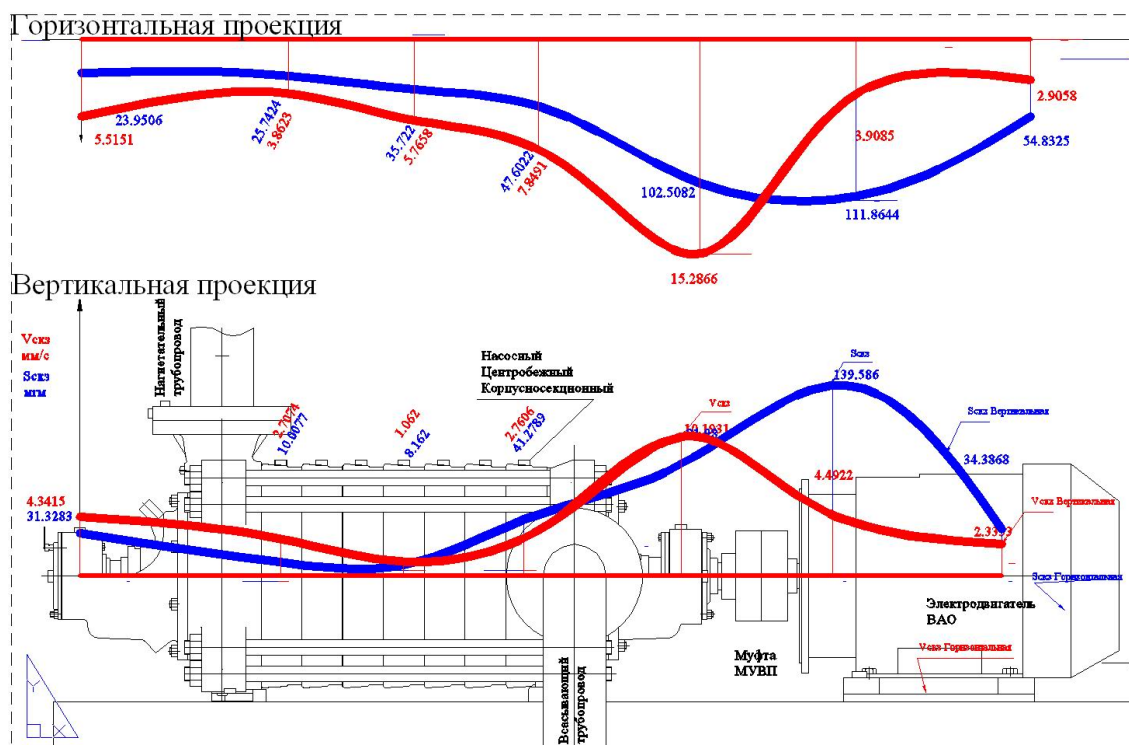


Рис. 9 Распределение виброперемещений и виброскоростей вдоль упругой линии насосного агрегата ЦНСШм 300-480

Из анализа виброперемещений и виброскоростей вдоль упругой линии насосного агрегата ЦНСШм 300-480 понятно, что при прогнозируемом распределении неуравновешенностей по ротору картина вибронагруженности агрегата насоса имеет тенденцию к сохранению своей формы и уровня вибропараметров за весь срок его службы.

Влияние внешних факторов или источников вызывающих вибрацию проявляется в виде несоответствия индекса кода с полученными вибрационными спектрами агрегата. Т.е. при детерминированном распределении неуравновешенностей по ротору, по одной из принятых закономерностей[8], существенный вклад в общую картину вибронагруженности вносят источники вибрации связанные с внешними факторами. Такие механические источники вибрации насосов могут быть, в первую очередь, обусловлены элементами сопряжения насоса с приводом, самого привода, а также колебательными процессами в опорных узлах – подшипниках и т.д. При такой технологии предсборочной подготовки и сборки из рассмотрения полностью могут быть исключены факторы неуравновешенности и технологического несовершенства элементов ротора.

В совокупности анализ вибронагруженности проведенный более чем 160 насосных агрегатов, показывает методологию оценки состояния таких машин и оперативного принятия решения при диагностике и прогнозировании их ресурса.

ВЫВОДЫ

1. Анализ технического состояния, диагностики и прогнозирования ресурса корпусно-секционных динамических машин посредством виброметрии требует комплексного подхода к технологии производства их элементов, организации предсборочной подготовки, балансировки и сборки для создания достаточно полного соответствия агрегатов геометрическому подобию, обусловленному их конструкторскими особенностями.

2. Разработка и применение технологических методов способствующих производству агрегатов, исключаящих технологические несовершенства или их минимизацию, детерминизм распределения массцентровочных характеристик по валу, организацию сборки на основе результатов балансировки

позволяют в характеристических спектрах узлов и агрегата в целом выделить внешние дефекты, несовершенства и т.д. - факторы приводящие к снижению ресурса или выходу из строя агрегата.

3. Вибромониторинг корпусно-секционных насосов благодаря проведенному предварительно кинематическому анализу основных частот возбуждения вибрации, отслеживанию уровня спектральных составляющих, как на кинематических частотах, так и в полосах частот с привлечением вибростандартов ISO и UDF позволяет оперативно выявлять техническое состояние и прогнозировать остаточный ресурс составных частей и всего насосного агрегата в целом.

Список литературы: 1. Алиев Н.А., Грядущий Б.А. Техніка та технологія організації водовідливу шахт, що закриваються // Вісті академії інженерних наук України – 2004р. №2. – С. 15-20. 2. Грядущий Б. А., Алиев Н.А., Бондарь Ю.В. Корреляционно–статистический метод оценки остаточного ресурса шахтных машин динамического действия. Сборник научных трудов. /НГУ. Днепропетровск 2003. -№ 17.- Т.2. - С. 16-30. 3. Алиев Н. А. Динамические аспекты технологической стратегии производства высокоточных рабочих колес центробежных многоступенчатых шахтных насосов.// Збірник наукових праць НДІГМ імені М.М. Федорова. Проблеми експлуатації шахтних стаціонарних установок. – Вип. 95. - Донецьк, 2002. - С. 67-82. 4. Алиев Н.А. Метод нормирования технологического несовершенства при механической обработке рабочих колес многосекционных шахтных машин: Сборник научных трудов / НГУ. - Днепропетровск, 2003. №17, т.2. с. 214-224. 5. Алиев Н. А. Технологическое обоснование методики сборки многосекционных шахтных насосов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. - Серія: гірничо - електромеханічна.- Вип. 51. - Донецьк. 2002. - С. 3 - 9. 6. В.Д . Васильев, Е.А. Ивашнев, В.В. Малюшенко. Монтаж компрессоров, насосов и вентиляторов.// М. “Высшая школа” 1979. 7. С.В. Лихачев, В.А. Мартыновский. Центровка оборудования - проблемы и перспективы.// Материалы одиннадцатой ежегодной международной конференции «Современные методы и средства неразрушающего контроля и технической диагностики» - Ялта, 2003. 8. Алиев Н. А. Вибродиагностика корпусно-секционных насосов с прогнозируемым распределением неуравновешенных масс ротора.// Наукові праці Донецького національного технічного університету. - Серія: гірничо - електромеханічна.- Вип. 83. - Донецьк. 2004. - с. 225 -234.