

УДК 622.276.4

**Нариков К.А.**, кандидат технических наук, старший преподаватель,

**Рахимов А.А.**, кандидат технических наук, доцент ,

**Баубек А.Б.**, магистрант

Западно- Казахстанский аграрно-технический университет им. Жангир хана, г.Уральск, РК

## **ВИБРОДИАГНОСТИКА НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НЕФТЕПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ СТАНЦИЙ**

### **Аннотация**

В статье на основе обзора литературных источников сделан анализ и выбор метода вибродиагностики технического состояния основного насосного оборудования нефтеперекачивающих станций.

***Ключевые слова:** вибродиагностика, техническое состояние, магистральный насос, насосное оборудование, нефтеперекачивающая станция.*

Диагностика технического состояния основного оборудования нефтеперекачивающих станций является актуальной и требует наиболее детального рассмотрения, т. к. во многом определяет надежность пуска, остановки и переключений насосных агрегатов, срабатывания запорно-регулирующей арматуры, включение в работу систем вентиляции, маслоснабжения, охлаждения, пожаротушения и прочие. Высокие показатели работоспособности данных элементов повышают производственную и экологическую безопасность работы объектов нефтепровода.

Предупредить аварийные ситуации или внеплановые остановки НПС — важное условие обеспечения эффективной и надежной работы магистрального нефтепровода. Выполнение такого условия невозможно без постоянного контроля за техническим состоянием механотехнологического и энергетического оборудования НПС, прогнозирования ресурса, определения напорных и энергетических характеристик основных и подпорных насосных агрегатов.

Применительно к объектам НПС магистрального нефтепровода техническая диагностика позволит обеспечить необходимую надежность и безопасность объектов на этапе их эксплуатации, а также предотвратить производственный брак на стадии монтажа, обслуживания и ремонта оборудования.

Основными задачами диагностирования являются:

- контроль технического состояния объекта с целью установления его соответствия требованиям технической документации и определение его работоспособности на текущий момент, и на этой основе предотвращение аварийных ситуаций на НПС;
- ограничение работы машины при высоких динамических нагрузках;
- выявление причин, снижающих КПД и напор насоса [1].

Вибродиагностический метод контроля технического состояния машин (вибродиагностика) является одним из информативных и доступных методов диагностики. Применительно к оборудованию НПС вибродиагностика позволяет контролировать техническое состояние магистральных и подпорных насосных агрегатов в режиме постоянного слежения за уровнем вибрации, а также оценивать работоспособность вентиляторов, насосов систем охлаждения, маслоснабжения, отопления, откачки утечек и прочего оборудования путем периодического измерения и анализа параметров вибрации.

Широкое развитие вибродиагностики объясняется следующими факторами:

- доступностью установки датчиков вибрации на магистральных и подпорных насосных агрегатах, малыми габаритами и массой датчиков;
- возможностью осуществления постоянного автоматизированного контроля за техническим состоянием объекта путем непрерывного измерения и оценки вибрации, а в случае ее достижения предельных величин осуществлять «защиту» объекта путем подачи сигнала на

аварийную остановку машины;

- большой информативностью параметров вибрации, позволяющей идентифицировать гидромеханические, механические и магнитно-электрические источники колебаний и распознавать многие неисправности;

- возможностью контролировать качество монтажа и ремонта оборудования.

Сфера применения вибродиагностики в первую очередь относится к магистральным и опорным насосным агрегатам, как к оборудованию наиболее нагруженному и ответственному, причем контроль уровня вибрации насосов должен производиться постоянно в автоматическом режиме по общему уровню вибрации с применением контрольно-сигнальных измерительных систем, задействованных в системе автоматики и телемеханики НПС.

При наличии многоканальной виброаппаратуры рекомендуется дополнительно устанавливать датчики для контроля вибрации в горизонтально-поперечном и осевом направлениях каждого подшипникового узла. Вертикальная составляющая вибрации измеряется в верхней части крышки подшипника над серединой длины его вкладыша. Горизонтально-поперечная и горизонтально-осевая составляющие вибрации измеряются на уровне оси вала насоса против середины длины опорного вкладыша. Вибрация всех элементов крепления насоса к фундаменту измеряется и контролируется в вертикальном направлении.

Колебания насосных агрегатов создаются преимущественно их вращающимися частями и пульсациями давления в насосе и подводящих трубопроводах. При этом главным возбудителем колебаний является неуравновешенность роторов насоса и электродвигателя. Ротор, имеющий дисбаланс, создает во время вращения свободные центробежные силы, зависящие от частоты вращения. Их величина вычисляется на основе следующего соотношения:

$$F = u \cdot r \cdot \omega^2 \quad (1)$$

где F – центробежная сила; u - дисбаланс; r - радиус;  $\omega^2$  - частота вращения.

Вызванные дисбалансом центробежные силы и действующие на ротор переменные силы (например, магнитные силы, гидравлические силы и т.п.) побуждают ротор и вал ротора к колебаниям.

Предельные значения колебаний валов, действительные для приемки некоторых машин по стандарту API.

Предельные значения для абсолютных колебаний подшипниковых опор некоторых электродвигателей согласно стандарту ISO 2373.

Предельные значения интенсивности абсолютных колебаний подшипников больших вращающихся машин с частотой вращения ротора от 10 до 200 с<sup>-1</sup> в зависимости от вида фундамента.

В зависимости от требований по вибрации электрические машины при испытаниях подразделяются по ГОСТ 20815 на три категории:

- нормальное N;
- с пониженной вибрацией R;
- с особо жесткими требованиями по вибрации S.

Допустимые значения вибрации для машин с различной высотой оси вращения и двумя способами установки на фундамента.

Таблица 1 – Предельные значения интенсивности абсолютных колебаний вращающихся машин с частотой вращения ротора от 10 до 200 с-1

Интенсивность колебаний		Жесткий фундамент	Упругий фундамент
<i>и</i> , мм/с	<i>и</i> , дюйм/с		
0,46 0,71 1,12 1,8 2,8	0,018 0,028 0,044 0,071 0,11	Годно	Годно

4,6 7,1 11,2 18,0 28,0	0,18 0,28 0,44 0,71 1,10	Удовлетворительно	
		Неудовлетворительно	Удовлетворительно
		Недопустимо	Неудовлетворительно
			Недопустимо

Ротор, имеющий дисбаланс, приводит к колебаниям вала. Центр вала движется во время вращения по траектории, именуемой кинетической траекторией вала.

В случае изотропного вала и изотропных подшипников кинетическая траектория, вызванная дисбалансом, составляет круг для каждого сечения ротора. Но обычно подшипники машин анизотропные, т.е. они имеют разную податливость в своих обоих главных направлениях жесткости. Поэтому их кинетическая траектория вала принимает характер эллипса, который, в крайнем случае, может приобрести форму прямой.

Величина, форма и положение кинетической траектории вала изменяется в зависимости от частоты вращения. Обычно кинетические траектории с наибольшим отклонением от оси вращения достигают максимума при критической частоте вращения вала.

Кинетическая траектория вала содержит все информации о колебаниях вала ротора. Для получения кинетической траектории вала в одной радиальной плоскости ротора следует закрепить два датчика относительной вибрации в двух перпендикулярных к друг другу направлениях (таблица 2).

Каждый датчик принимает измеряемые в соответствующем направлении вибросмещения вала  $S_1(t)$  и  $s_2(t)$ . Синфазное сложение мгновенных вибросмещений дает мгновенную кинетическую амплитуду вала в плоскости измерения:

$$S_k(t) = \sqrt{S_1^2(t) + S_2^2(t)}. \quad (2)$$

Пример кинетической траектории вала и соответствующие вибросмещения в двух, находящихся под прямым углом направлениях. Движение содержит две гармоники  $-f$  и  $2f$ ;  $s_1 \cdot s_2$  - мгновенные значения амплитуд колебаний  $s_1(t)$  и  $s_2(t)$  в направлении измерений 1 и 2;  $So_1 \cdot So_2$  - наибольшие значения;  $Su_1 \cdot Su_2$  - наименьшие значения;  $S_{max1} \cdot S_{max2}$  максимальные значения;  $S_{pp1} \cdot S_{pp2}$  -размах колебаний;  $S_k$  мгновенная кинетическая амплитуда вала;  $S_{max}$  - максимальное значение амплитуды вала, максимальная амплитуда;  $K$  – кинетическая траектория вала;  $t$  — время.

Таблица 2 – Допустимые значения вибрации

Категория машины	Номинальная частота вращения, об/ мин	Максимальное среднее квадратическое значение виброскорости машины, мм/с, для высот оси $H$ , мм, установленной				
		в свободно подвешенном состоянии				в жестко закрепленном состоянии
		$56 \leq H \leq <71$	$71 < H \leq 132$	$132 < H \leq 225$	$H > 225$	$H > 400$
N	$600 < n < 1800$	1,12	1,8	1,8	2,8	2,8
	$1800 < n < 6000$	1,12	1,8	2,8	4,5	2,8
R	$600 < n < 1800$	0,71	0,71	1,12	1,8	-
	$1800 < n < 6000$	0,71	1,12	1,8	2,89	-
S	$600 < n < 1800$	0,45	0,45	0,71	1,12	-
	$1800 < n < 6000$	0,45	0,71	1,12	1,8	-

Из возможных величин измерения – вибросмещение, скорость и ускорение – для оценки колебаний вала принимается вибросмещение, измеряемое в микронах (мкм или  $\mu m$ ). Величину вибросмещения можно оценить максимальной амплитудой  $S_{max}$  или наибольшим размахом колебаний  $S_{ppm}$ .

Измерение колебаний вала следует всегда проводить в зоне опоры. Максимальная амплитуда колебаний  $S_{max}$  определяется как наибольшее значение кинетической амплитуды  $S^{ft}$  в плоскости измерения. Наибольший размах колебаний  $S_{rpm}$  определяется как наибольшее значение зарегистрированных в обоих направлениях измерения размаха колебаний.

Для измерения относительных колебаний вала используются бесконтактные датчики вибросмещения, работающие по принципу вихревых токов.

Пример диагностирования текущего технического состояния насосного агрегата

НМ 10000-210с ротором 1,0 QНОМ ;

Исходные данные для вибродиагностики

DN=495/485 мм;

nH=3000 об/мин;

$\eta_{НОМЭ.Д.}=97,6\%$ ;

$\rho_H= 998,2$  кг/м<sup>3</sup>.

Таблица 3 – Фактические параметры насосного агрегата и свойства перекачиваемой нефти

Номер результата наблюдения, $J=1-m$	$Q, м^3/с$	$P_{вх}, Па$	$P_{вых}, Па$	$N, кВт$	$n, об/мин$	$\rho, кг/м^3$
I режим						
1	2,11	13,7310 <sup>5</sup>	32,57-Ю <sup>5</sup>	5732	2958,0	838,0
2	2,10	13,73-10 <sup>5</sup>	32,57-Ю <sup>5</sup>	5732	2964,0	838,3
3	2,10	13,93-10 <sup>5</sup>	33,06-Ю <sup>5</sup>	5688	2958,0	839,7
4	2,10	14,0310=	33,26-10 <sup>5</sup>	5695	2961,0	839,4
5	2,11	14,03-10 <sup>5</sup>	33,35-10=	5747	2967,6	839,0
6	2,11	13,73-10 <sup>5</sup>	32,86-10 <sup>5</sup>	5700	2958,0	838,8
7	2,11	13,73-Ю <sup>5</sup>	32,86-10 <sup>5</sup>	5700	2958,0	838,6
8	2,11	13,73-10 <sup>5</sup>	32,86-10 <sup>5</sup>	5664	2970,0	838,3
9	2,11	13,73-10 <sup>5</sup>	32,96-10=	5730	2959,8	837,9
10	2,10	13,93-Ю <sup>5</sup>	32,96-Ю <sup>5</sup>	5688	2968,8	837,7
11	2,11	13,83'10 <sup>5</sup>	32,96-10 <sup>5</sup>	5710	2973,0	837,4
12	2,11	13,93-10 <sup>5</sup>	32,96-10 <sup>5</sup>	5763	2973,6	837,7
13	2,11	13,83-10 <sup>5</sup>	32,96-10=	5730	2974,8	838,0
14	2,12	13,83-Ю <sup>5</sup>	32,96-10=	5739	2968,8	838,0
15	2,12	13,73-10=	32,86'10 <sup>5</sup>	5713	2967,0	838,0
16	2,11	13,83-Ю <sup>5</sup>	32,93-10=	5715	2965,4	838,3
17	2,11	13,83-10 <sup>5</sup>	32,93-10 <sup>5</sup>	5715	2965,4	838,3
18	2,11	13,83-10 <sup>5</sup>	32,93-10 <sup>5</sup>	5715	2965,4	838,3
19	2,11	13,83-10 <sup>5</sup>	32,93-Ю <sup>5</sup>	5715	2965,4	838,3
20	2,11	13,83-10 <sup>5</sup>	32,93-10=	5715	2965,4	838,3
21	2,11	13,83-Ю <sup>5</sup>	32,93'10=	5715	2965,4	838,3

Продолжение таблицы 3

II режим						
1	2,65	15,1110=	31,49-10 <sup>5</sup>	5809	2958,0	837,0
2	2,65	15,21-10 <sup>5</sup>	31,78-10=	5829	2958,0	837,0
3	2,66	15,11-Ю <sup>5</sup>	31,5910 <sup>5</sup>	5823	2958,0	837,0
4	2,67	15,21-Ю <sup>5</sup>	31,69-10 <sup>5</sup>	5832	2955,0	837,8
5	2,67	15,11-10=	31,59-10 <sup>5</sup>	5827	2952,0	838,5
6	2,67	14,91-10=	31,39-10 <sup>5</sup>	5851	2950,5	838,0
7	2,66	14,62-10 <sup>5</sup>	31,10-10=	5799	2949,0	837,5
8	2,64	14,52-Ю <sup>5</sup>	31,0-10 <sup>5</sup>	5761	2946,0	837,5
9	2,64	14,52-10 <sup>5</sup>	31,0-10=	5789	2953,2	837,5
10	2,64	14,52-10 <sup>5</sup>	31,1-Ю <sup>5</sup>	5755	2949,0	836,6
11	2,65	14,62-10 <sup>5</sup>	31,1-Ю <sup>5</sup>	5757	2952,0	835,6
12	2,66	14,52-10=	31,0-10=	5756	2952,0	835,7
20	2,66	14,76-10 <sup>5</sup>	31,27-10 <sup>5</sup>	5805	2954,8	836,8
21	2,66	14,76-10 <sup>5</sup>	31,27-10 <sup>5</sup>	5805	2954,8	836,8

С учетом значений коэффициентов аппроксимации паспортные характеристики можно

представить в виде:

$$H=344,86684-0,018632Q+1,536841 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2-1,02566 \cdot 10^{-10} \cdot Q^3$$

$$N=4034,84966+0,041743Q+0,000061 \cdot Q^2-4,109447 \cdot 10^{-9} \cdot Q^3,$$

где Q – подача насоса, м<sup>3</sup>/ч;  
 $\eta = \rho Q H \cdot 104 / 102 N \eta_{НОМЭ.Д.}$

Статистическая обработка параметров

Определяются среднеарифметические значения и СКО результатов наблюдений. Результаты вычислений представлены в таблице 4.

Таблица 4 – Результаты вычислений среднеарифметических значений эксплуатационных параметров насосного агрегата и СКО

Параметры	$Q, м^3/сек$	$P_{вх}, Па$	$P_{вых}, Па$	$N, кВт$	$n, об/мин$	$\rho, кг/м^3$
			I режим			
$x^-$ $S(x_j)$	2,11 0,01	13,83·10 <sup>5</sup> 0,11·10 <sup>5</sup>	32,93·10 <sup>5</sup> 0,20·10 <sup>5</sup>	5715 26,55	2965,4 6,19	838,3 0,66
			II режим			
$x^-$ $S(x_j)$	2,66 0,01	14,76·10 <sup>5</sup> 0,29·10 <sup>5</sup>	31,27·10 <sup>5</sup> 0,27·10 <sup>5</sup>	5805 32,71	2954,8 5,62	836,8 0,91

Проверку однородности полученных наблюдений параметра для простоты проводим для наибольшего и наименьшего значений.

Подсчитываем относительное отклонение  $x$ , от  $x_t$ .

Так как условия неравенства выполняются для всех  $x_j$ , то с вероятностью 0,95 грубых ошибок в наблюдениях нет.

Определим оценку СКО результата измерения и доверительные границы случайной погрешности для  $t = 21, t = 2,086$ .

Определяем  $\Delta x^-$  - предел систематической погрешности средства измерения величины  $x^-$ , затем находим доверительные границы неисключенной систематической погрешности  $\theta x^-$ . Подсчитываем суммарную погрешность  $\Sigma x^-$  и относительную погрешность  $\delta x^-$ .

Определим среднее значение развиваемого насосом напора для двух режимов:

режим I  $H = (32,93 - 13,83)105 / 9,81 \cdot 836,8 = 232,25$  м;

режим II  $H = (31,27 - 14,76)105 / 9,81 \cdot 836,8 = 201,12$  м.

Итак. На 2 режиме при  $Q = 9540$  м<sup>3</sup>/ч (2,65 м<sup>3</sup>/с); получили:

$N < N_{пасп}$ ;

$N > N_{пасп}$ ;

$\eta < \eta_{пасп}$ ;

В соответствии с перечнем возможных причин отличия фактических характеристик от паспортных делаем вывод о чрезмерных утечках через уплотнения рабочего колеса или торцовые уплотнения. Возможна негерметичность обратного клапана в обвязке насосного агрегата на НПС. Так как КПД насоса много меньше паспортного, насос и обратный клапан подвергаются ревизии и по ее результатам могут быть выведены в ремонт.

Из вышеизложенного следует, что именно «вибродиагностика» играет значительную роль в сфере диагностики насосных агрегатов.

Потенциальные возможности диагностических систем определяются выбором диагностического сигнала и информационной технологии. Сигнал вибрации содержит достаточную диагностическую информацию для того, чтобы с помощью современных информационных технологий обнаружить дефектный узел машины, определить вид и глубину дефекта и дать долгосрочный прогноз его развития. Вибродиагностика позволяет не только обнаружить неисправности, но и проанализировать глубину их развития, выявить причины, прогнозировать ресурс или время работы агрегата до ремонта.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

- 1 Закирничная М.М., Солодовников Д.С., Корнишин Д.В., Власов М.И. Применение теории вейвлетов и детерминированного хаоса для анализа технического состояния насосных агрегатов консольного типа / Под ред. И.Р. Кузеева. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2002. – 95 с.
- 2 Ширман А.Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А.Р. Ширман, А.Б. Соловьев. – М, 1996. – 276 с.

### **ТҮЙІН**

Мақалада әдебиеттер көздеріне шолу негізінде мұнайды айдайтын станциялардың негізгі сорғы құрылғысының техникалық жағдайын диагностикалау әдісі таңдалды және талдау жасалды.

### **RESUME**

In this section according to the literature sources made analysis and choice of optimized method of engineering for improvement oil recovery.