

На правах рукописи

**ФИЛИМОНОВ ОЛЕГ ВЛАДИМИРОВИЧ**

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ  
КОНТРОЛЯ СОСНОСТИ ВАЛОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ  
ВИБРОДИАГНОСТИКИ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ**

Специальность 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы  
(нефтегазовая отрасль)

**АВТОРЕФЕРАТ**  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Уфа 2002

Работа выполнена в Уфимском государственном  
нефтяном техническом университете

Научный руководитель: доктор технических наук,  
профессор Султанов Б.З.

Научный консультант: доктор технических наук,  
Галеев А.С.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,  
профессор Уразаков К.Р.

кандидат технических наук,  
Белов А.И.

Ведущее предприятие: ОАО «Урало-Сибирские  
магистральные нефтепроводы  
им. Д.А. Черняева», г. Уфа

Защита состоится « 2 » июля 2002г. в 15 <sup>30</sup> часов на заседании  
диссертационного совета Д 212.289.05 при Уфимском государственном  
нефтяном техническом университете (УГНТУ) по адресу: 450062, Уфа,  
ул. Космонавтов, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке УГНТУ.

Автореферат разослан « 31 » мая 2002г.

Ученый секретарь диссертационного совета,  
доктор технических наук, профессор

И.Г. Ибрагимов

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### Актуальность темы

Работа механизмов сопровождается вибрацией, повышенный уровень которой является следствием имеющихся неисправностей. В свою очередь, уровень вибрации является показателем, по которому можно оценить состояние того или иного механизма, а по спектральному анализу диагностировать имеющиеся неисправности.

По результатам исследований Щепетильникова В.А., причины возникновения вибрации, например, в отечественных электромашинах, распределяются следующим образом: неуравновешенность – 50%, плохая центровка – 30%, механические дефекты (кроме центровки) – 17%, электромагнитные и прочие – 3%.

По данным фирмы Fixtur-Lazer AB (Швеция), в **49%** случаях несоосность является причиной преждевременного износа машинного оборудования, а для насосного оборудования - **60%**! По данным лаборатории вибродиагностики Октябрьского филиала УГНТУ, величина расцентровки валов насосных агрегатов, превышающая 0,1 мм, составляет около **90%** из всех обследованных агрегатов. Таким образом, проблема несоосности валов агрегатов является одной из наиболее актуальных среди существующих неисправностей.

Однако неисправность «расцентровка валов» следует рассматривать не только как причину возникновения повышенной вибрации и повышенного износа. Радиальное и угловое смещение осей валов само по себе является диагностическим признаком некоторых неисправностей. Такими неисправностями, например, могут быть износ вкладышей подшипников, тепловые деформации подшипниковых опор, ослабления жесткости фундаментной рамы и износа фундамента и т.д.

Более пристального внимания заслуживают насосные агрегаты, несущие основную нагрузку систем первичной подготовки нефти (ППН) и поддержания пластового давления (ППД) НГДУ.

Существующие сегодня средства контроля соосности валов насосных агрегатов либо очень дороги и не адаптированы к требованиям НГДУ, так как разработаны, главным образом, исходя из задач по обслуживанию агрегатов больших мощностей энергетической промышленности, либо устарели и не отвечают требованиям качества проводимых работ и затрачиваемого времени на центровку.

Поэтому весьма актуальным является уточнение диагностических признаков несоосности валов для насосных агрегатов систем ППД и ППН НГДУ и разработка универсальных технических средств для контроля соосности и центровки валов – относительно недорогих по цене, удобных в пользовании и удовлетворяющих по качеству производимой центровки.

### **Цель работы**

Разработка методов и универсальных технических средств для контроля соосности и центровки валов насосных агрегатов систем ППД и ППН НГДУ.

### **Основные задачи исследования**

1. Определение влияния тепловых деформаций подшипниковых опор агрегатов систем ППД и ППН НГДУ на несоосность валов.

2. Исследование влияния расцентровки валов насосных агрегатов системы ППД на их вибросостояние.

3. Разработка универсальных технических средств (приборов) для контроля соосности и центровки валов насосных агрегатов, эксплуатируемых в цехах ППД и ППН НГДУ.

4. Промысловые испытания приборов для центровки валов насосных агрегатов и их внедрение на предприятиях нефтяной промышленности.

### **Методы решения поставленных задач**

Для решения поставленных задач использовались аналитические и экспериментальные методы исследования тепловых деформаций подшипниковых опор агрегатов, методы вибрационной диагностики неисправностей, статистического сбора данных с последующей математической обработкой, а также методы подтверждения надежности и прочности предлагаемых конструкций.

### **Научная новизна**

Теоретически обоснована и подтверждена промышленными исследованиями высокая степень влияния тепловой расцентровки на работу насосных агрегатов систем ППД и ППН НГДУ. Установлена величина тепловой расцентровки валов для насосного агрегата ЦНС180 равная 0,061 мм.

На основе промышленных исследований установлено, что диагностическим признаком расцентровки агрегата ЦНС 180 является наличие второй и третьей гармонической составляющей оборотной частоты в спектрах вибрации, причем третья гармоническая составляющая является наиболее информативной.

Установлена зависимость уровня вибрации от величины расцентровки валов по характеру изменения третьей гармонической составляющей спектров, измеренных на подшипниках агрегата.

Установлено, что виды расцентровки оказывают следующее влияние на вибросостояние агрегата:

- влияние на увеличение уровня вибрации угловой расцентровки в 2...2,5 раза больше по сравнению с радиальной расцентровкой;
- значения уровня вибрации, замеренные в вертикальной плоскости, значительно превышают значения, замеренные в горизонтальной плоскости;
- при радиальных расцентровках уровень вибрации на передних подшипниках агрегата превышает уровень вибрации на задних подшипниках;
- при угловых расцентровках уровень вибрации на задних подшипниках агрегата превышает уровень вибрации на передних подшипниках.

### **Основные защищаемые положения**

1. Методика учета влияния тепловых деформаций подшипниковых опор для предварительной расцентровки валов насосных агрегатов, эксплуатируемых в нефтяной промышленности.

2. Впервые для насосного агрегата ЦНС 180 установлена величина предварительного смещения вала электродвигателя выше вала насоса по вертикали равная 0,061 мм для учета тепловых деформаций подшипниковых опор.

3. Методика проведения центровочных работ по результатам оценки технического состояния насосного агрегата и выявления диагностических признаков при спектральном анализе уровня вибрации.

4. Метод центровки валов насосных агрегатов, соединенных зубчатой муфтой с удлиненным промежуточным валом, без предварительной разборки взрывозащитной стены.

5. Оригинальные конструкции универсальных технических средств для контроля соосности и центровки валов насосных агрегатов, оснащенных зубчатыми муфтами.

### **Практическая ценность**

Установлена необходимость предварительной расцентровки валов с учетом влияния тепловых деформаций подшипниковых опор насосных агрегатов систем ППД и ППН НГДУ.

Определена величина предварительного смещения валов насосного агрегата ЦНС 180 для компенсации тепловых деформаций подшипниковых опор.

Разработаны конструкции универсальных технических средств для контроля соосности и центровки валов насосных агрегатов, оснащенных зубчатыми муфтами по ГОСТ 5006-83Е.

### **Внедрение**

Разработанные приспособления внедрены на следующих предприятиях: ОАО УСМН – Урало-сибирские магистральные нефтепроводы, ОАО СЗМН – Северо-западные магистральные нефтепроводы, АНК «Башнефть», ОАО «Татнефть», ОАО «Удмуртнефть».

### **Апробация работы**

Результаты разработок и исследований докладывались на межвузовской конференции «Экология, разработка нефтяных и газовых месторождений» (г. Октябрьский, 1996г.); 48-й научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. ( г. Уфа, 1997г.); на XX межвузовской научно-технической конференции (г. Салават, 1998г); на межвузовской учебно-методической конференции «Современные проблемы преподавания в совре-

менном вузе» (г. Октябрьский, 1999г.); на V межвузовской научно- методической конференции «Проблемы нефтедобычи Волго-Уральского региона» (г. Уфа, 2000г.); на научно-практической конференции, посвященной 45-летию Октябрьского филиала УГНТУ, «Актуальные проблемы Волго-Уральской нефтегазоносной провинции» (г. Уфа, 2001г.); на семинаре вибродиагностов ОАО «Татнефть» (г.Альметьевск, 2002 г.).

### **Структура и объем диссертации**

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов, заключения и списка литературы. Работа изложена на 126 страницах, включает 36 рисунков, 12 таблиц и 146 наименований литературы. В диссертации имеется два приложения на 14 страницах.

Автор выражает благодарность доктору технических наук, профессору Б.З. Султанову, доктору технических наук А.С. Галееву за руководство и ценные консультации в творческом поиске; фирме «Диамех» (г. Москва) за предоставленное приборное и программное обеспечение; коллективу цеха ППД НГДУ «Арланнефть» за оказанную помощь во время промысловых исследований и испытаний универсальных технических средств для центровки валов и всем сотрудникам лаборатории вибродиагностики машин и агрегатов Октябрьского филиала УГНТУ за поддержку и существенную помощь в процессе анализа и обработки результатов исследований.

### **СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** определены актуальность темы диссертации, ее цель, сформулирована научная новизна, показана практическая значимость и реализация в отрасли.

**В первой главе** приведен обзор и анализ существующих методов и приспособлений для проведения центровки валов насосных агрегатов.

Вопросы, связанные с проблемами центровки валов, методы центровки валов с учетом тепловых и технологических деформаций отражены в работах следующих авторов: А.С. Гольдина, А. И. Куменко, С.В. Медведева, М.М Иса-

кович, Л. И Клейман, Б.Х. Перчанок, В.А Щепетильникова, А.С Галеева., М.Л. Каминского, В.А. Русова, В.А. Карасева, А.Б Ройтман, Н.В. Григорьева. и т.д.

Проведенный анализ показал, что имеет место широкий разброс требований к точности проведения центровки вращающихся валов различных машин. В частности, согласно паспортам заводов-изготовителей насосных агрегатов ЦНС180 и ЦНС63, оснащенных зубчатыми муфтами, наиболее широко применяемых в цехах ППД НГДУ, точность на радиальную и угловую центровку (при диаметре муфты 500 мм) составляет соответственно 0,05 и 0,03 мм.

Учитывая компенсирующие свойства зубчатых муфт и способность работы при большой несоосности валов – до 0,3 мм (при достаточной чистоте поверхности зубьев и хорошей смазке), по словам А.С. Гольдина и М.М Исакович, можно рекомендовать несколько заниженные требования к центровке, предлагаемые М.Л. Каминским (табл.1).

Таблица 1

Регламентируемые величины допускаемых расцентровок валов агрегатов

Скорость вращения вала, об/мин	Допускаемые отклонения центровки по полу-муфтам (при диаметре муфты 500 мм), мм		
	муфта жесткая	муфта упругая пальцевая	муфта зубчатая
До 750	0,08	0,10	0,15
750-1500	0,06	0,08	0,12
1500-3000	0,04	0,06	0,10
Свыше 3000	0,02	0,04	0,08

Вследствие расцентровки работа зубчатой муфты сопровождается трением и износом подвижных элементов, подшипников. Возникающие при этом возмущающие силы способствуют увеличению уровня вибрации.

Существующие диагностические признаки, отраженные в работах А.С. Гольдина и В.А. Русова, носят обобщенный характер и, по словам авторов, требуют специальных исследований для каждого типа агрегатов.

Причиной расцентровки агрегата может быть не только износ вкладышей подшипника скольжения агрегата, но и силовые и температурные дефор-

мации насосного агрегата в процессе его работы. В работах А. И. Куменко, В.А. Русова и др. показано, что величины расцентровок при установившемся режиме работы насосного агрегата могут достигать значительных величин: они могут быть равны, и часто превышать допустимые величины несоосности валов. Это подтверждается как фактическими данными анализа вибросостояния агрегатов, так и результатами непосредственных замеров расцентровок в «холодном» (в нерабочем состоянии при остывшем двигателе) и «горячем» (при работе агрегата или на прогревом двигателе сразу же после останова агрегата) состояниях агрегата, проведенными лабораторией вибродиагностики Октябрьского филиала УГНТУ.

Разработкой и изготовлением приборов для центровки валов в России занимаются такие организации, как НПФ «Ресурс», г. Санкт-Петербург (центровщик составных валов К-601); ФНПЦ НИИКИ ОЭП «ИНФОРМТЕХ», г. Соновый Бор, Ленинградская область (микропроцессорный прибор для автоматической центровки валов ПЦВ-1); фирма «Балтех», г. Санкт-Петербург (приборы для центровки валов серии «Квант»).

Точность центровки указанными приборами составляет 0,01 мм, что вполне удовлетворяет рекомендуемым требованиям центровки. Однако данные технические средства сконструированы, главным образом, исходя из требований предприятий судостроения и энергетической промышленности, и требуют доработки для агрегатов нефтяной промышленности.

Применение лазерных приборов центровки нецелесообразно, так как их цена достаточно высока (13...15 тыс. долларов США), а точность для предприятий нефтегазодобывающей отрасли не востребована.

Поэтому необходимо создание универсальных технических средств для центровки валов насосных агрегатов систем ППД и ППН НГДУ, удовлетворяющих их эксплуатационным требованиям и отличающихся от существующих относительно невысокой стоимостью. Прибор для центровки валов должен быть укомплектован специализированным калькулятором для исключения ошибок при расчете корректировочных величин смещений опор в процессе

центровки. Цена этих приборов должна удовлетворять заказчика для возможности приобретения их на каждую отдельно взятую насосную станцию. Сегодня каждое НГДУ имеет 15...20 объектов, удаленных друг от друга, – это насосные станции цехов ППД и ППН, на каждом из которых от двух до восьми насосных агрегатов.

На основе обзора различных факторов, влияющих на расцентровку валов, возможностей диагностирования несоосности валов с помощью вибродиагностики и предлагаемых сегодня универсальных технических средств для контроля соосности валов и выполнения центровочных работ, автором определены задачи исследования.

**Во второй главе** проведен анализ тепловой деформации подшипниковых опор у электродвигателей типа СТД, АД, 4А и насосов ЦНС180-1422, ЦНС63-1400, наиболее широко применяемых в нефтяной промышленности.

При работе агрегата неравномерный нагрев корпусов и подшипниковых опор электродвигателя и насоса приводит к т.н. тепловой расцентровке валов, как правило, по вертикали.

Корпус электродвигателя нагревается вследствие разогрева статорных и роторных обмоток, а температура корпуса насоса зависит от температуры перекачиваемой жидкости. Разность тепловых деформаций корпусов приводит к радиальной несоосности валов агрегата. Корпус электродвигателя, также как и корпус насоса может разогреваться неравномерно, что приводит к появлению угловой несоосности их валов. У электродвигателей неравномерность разогрева корпуса связана с конструктивными особенностями их систем охлаждения. Корпус насоса при его работе также находится под воздействием тепловых деформаций. Его рабочие колеса, направляющий аппарат, всасывающий и нагнетательный трубопроводы, имеют температуру перекачиваемой жидкости. Температура перекачиваемой жидкости, как правило, ниже температуры окружающей среды. Например, в цехах ППД для нагнетания в пласт используется вода со средней температурой 8...10 °С что, как правило, ниже температуры ок-

ружающей среды на  $5...7^{\circ}\text{C}$ . Это приводит к деформации подшипниковых опор насоса в сторону уменьшения их длины.

Таким образом, величина тепловых расцентровок агрегата зависит от прогрева подшипниковых опор как электродвигателя, так и насоса и температуры окружающей среды. Допуская, что подшипниковые стойки при установленном режиме работы насосного агрегата нагреваются равномерно по всей своей длине, деформация составит

$$\Delta L = \alpha \cdot l_0 \cdot \Delta t, \quad (1)$$

где  $\Delta L$  – изменение длины опор вследствие температурного линейного расширения, мм;

$\alpha=11,1 \cdot 10^{-6} \dots 12,6 \cdot 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}$  – коэффициент линейного расширения углеродистой стали при температуре  $20^{\circ}\text{C}$ ;

$l_0$ – номинальная величина длины подшипниковой опоры, мм;

$\Delta t$ – изменение температуры подшипниковой опоры в холодном  $t_0$  и нагретом  $t$  состоянии,  $^{\circ}\text{C}$ .

Если же распределение температуры с учетом диссипации энергии по длине подшипниковых стоек подчиняется линейному закону, то тепловая деформация составит

$$\Delta L = \int_0^{l_0} \alpha \cdot \frac{(t - t_0) \cdot l}{l_0} dl = \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot l_0 \cdot \Delta t. \quad (2)$$

Для насоса прогрев подшипниковых опор зависит от температуры перекачиваемой жидкости и его гидравлического коэффициента полезного действия (ГКПД).

При работе насосов происходит некоторый нагрев перекачиваемой жидкости, в результате чего область низкого давления корпуса насоса приобретает температуру жидкости на всасывании, а область высокого давления – температуру жидкости на выкиде. По данным обследований лаборатории вибродиагностики Октябрьского филиала УГНТУ разность температур, для насосов с ГКПД близким к паспортным значениям, у ЦНС–180 составляет в среднем  $2^{\circ}\text{C}$ ,

а у насосов ЦНС63-1400 – 4 °С. В процессе работы, при уменьшении ГКПД, указанный перепад температур возрастает в 2...2,5 раза.

Исходя из паспортных условий работы электродвигателей и насосов, наиболее широко применяемых в системе ППД и ППН НГДУ, расчетные значения величин смещения валов вследствие тепловых деформаций подшипниковых опор приведены в табл.2. Положительные значения в таблице указывают на увеличение длины подшипниковых опор, отрицательные – на ее уменьшение.

Таблица 2

Смещения валов электродвигателей и насосов вследствие тепловых деформаций

Тип оборудования	Электродвигатели			Насосы	
	СТД– 1250-2УХЛ4	4АРМ	4А315М4У3	ЦНС180	ЦНС63
Смещение, $\Delta L$ , мм	0,046	0,067	0,032	-0,026	-0,029

Для насосных агрегатов, укомплектованных электродвигателями серий СТД, АТД, 4А и насосами ЦНС180 и ЦНС63, расчетная суммарная тепловая расцентровка по вертикали приведена в табл.3.

Таблица 3

Величины тепловых расцентровок насосных агрегатов

Насосный агрегат		Тепловая расцентровка по вертикали, мм
Электродвигатель	Насос	
СТД– 1250-2УХЛ4	ЦНС180	0,072
4АРМ	ЦНС180	0,093
4А315М4У3	ЦНС180	0,058
СТД– 1250-2УХЛ4	ЦНС63	0,075
4АРМ	ЦНС63	0,096
4А315М4У3	ЦНС63	0,061

Полученные расчетные значения тепловых расцентровок насосных агрегатов, наиболее широко эксплуатируемых в системе ППД и ППН НГДУ, близки по величине с допускаемыми значениями величин расцентровок, указанными в табл.1. Следовательно, необходимо производить центровку валов на «холодном» агрегате с предварительной расцентровкой на величину, указанную в табл.3. Конечно, практически величины тепловой расцентровки будут несколько отличаться от расчетных, что связано с особенностями распределения температур и теплообмена, поэтому их необходимо уточнить для отдельных типов агрегатов с учетом особенностей эксплуатации последних, измерив величину несоосности в «холодном» и «горячем» состоянии агрегата.

**В третьей главе** приведены результаты исследований влияния величины расцентровки валов на уровень вибрации агрегата и определение величины тепловой расцентровки.

Промысловые исследования проводились в НГДУ Арланнефть АНК «Башнефть» в два этапа. Первый этап исследований заключался в определении влияния величины расцентровки валов на вибрацию насосного агрегата в диапазоне смещения осей  $0 \dots 1$  мм с шагом  $0,3$  мм при радиальном смещении и в диапазоне  $0^\circ \dots 0^\circ 15'$  с шагом  $0^\circ 5'$  при угловом смещении. Второй этап исследований заключался в уточнении диагностических признаков расцентровки валов в диапазоне смещения осей  $0 \dots 0,3$  мм с шагом  $0,1$  мм при радиальном смещении и в диапазоне  $0^\circ \dots 0^\circ 5'$  с шагом  $0^\circ 1' 40''$  при угловом смещении. В качестве объекта исследований для первого этапа был выбран агрегат №1 (КНС №14 цеха ППД), установленный на капитальном фундаменте и состоящий из асинхронного электродвигателя 4А3МА 800/6000 и центробежного насоса ЦНС 180-1200, соединенных зубчатой муфтой с укороченным промежуточным валом типа МЗП по ГОСТ 5006-83Е. В качестве объекта исследований для второго этапа выбран агрегат №1 (КНС №7 цеха ППД), установленный на капитальном фундаменте и состоящий из асинхронного электродвигателя 4А3МА 800/6000 и центробежного насоса ЦНС 180-1422, соединенных зубчатой муфтой с укороченным промежуточным валом.

## Методика исследований

<p>1. Расцентровка радиальная по вертикали «вверх» и «вниз»:</p> <p>а) на величину <math>0 \dots 0,9</math> мм с шагом <math>0,3</math> мм</p> <p>б) на величину <math>0 \dots 0,3</math> мм с шагом <math>0,1</math> мм</p>	
<p>2. Расцентровка угловая по вертикали «вверх» и «вниз»:</p> <p>а) на величину <math>0^\circ \dots 0^\circ 15'</math> с шагом <math>0^\circ 5'</math></p> <p>б) на величину <math>0^\circ \dots 0^\circ 5'</math> с шагом <math>0^\circ 1' 40''</math></p>	
<p>3. Расцентровка радиальная по горизонтали «вверх» и «вниз»:</p> <p>а) на величину <math>0 \dots 0,9</math> мм с шагом <math>0,3</math> мм</p> <p>б) на величину <math>0 \dots 0,3</math> мм с шагом <math>0,1</math> мм</p>	
<p>4. Расцентровка угловая по горизонтали «вверх» и «вниз»:</p> <p>а) на величину <math>0^\circ \dots 0^\circ 15'</math> с шагом <math>0^\circ 5'</math></p> <p>б) на величину <math>0^\circ \dots 0^\circ 5'</math> с шагом <math>0^\circ 1' 40''</math></p>	
<p>5. Измерения значений величин расцентровок проводить дважды: в «холодном» и «горячем» состоянии агрегата.</p>	

Расчет величин корректировочных пластин производился при помощи специализированного калькулятора «Центр» (производства лаборатории вибродиагностики ОФ УГНТУ).

Измерения вибрации проводились виброанализатором AU014 (фирма «ДИАМЕХ», г. Москва), обработка данных – с помощью программных пакетов «ТрендТест» и «Диамант» той же фирмы.

Уровень вибрации измерялся по величине виброскорости. Измерения вибрации проводилось на подшипниковых опорах, в трех взаимно перпендикулярных направлениях, в диапазоне частот 10...1000Гц.

Было произведено 80 расцентровок в сумме по первому и второму этапам, что составило 960 замеров общего уровня вибрации со спектрами частот в измеряемом диапазоне.

Замер величин несоосности валов производился дважды: в «холодном» и «горячем» состояниях агрегата. Таким образом определялась температурная деформация корпусов двигателя и насоса в результате изменения их начальной температуры.

На рис.1,2 изображены зависимости уровня вибрации от величины начальной расцентровки в горизонтальной (радиальная расцентровка, рис.1) и вертикальной плоскостях (угловая расцентровка, рис.2). По оси ординат отложен  $V_{эфф}$  – безразмерный уровень вибрации, полученный как отношение усредненных значений уровней вибрации расцентровок по направлениям измерений в каждой точке ( $V_{гор}$  – горизонтальное,  $V_{вер}$  – вертикальное,  $V_{ос}$  – осевое) и точкам измерений (ЗПД, ППД, ППН, ЗПН) к усредненным значениям вибрации при «нулевой» расцентровке –  $V_0$  (3), (4). За «нулевую» принимается минимальная величина расцентровки: в данном случае радиальная расцентровка составила 0,03 мм, а угловая –  $0^{\circ}0'23''$ .

$$V_{ЗПД} = \sqrt{\frac{V^2_{гор} + V^2_{вер} + V^2_{ос}}{V_0^2_{гор} + V_0^2_{вер} + V_0^2_{ос}}}; \quad (3)$$

$$V_{\text{эфф}} = \sqrt{\frac{(V_{3\text{ПД}})^2 + (V_{\text{ППД}})^2 + (V_{\text{ППН}})^2 + (V_{3\text{ПН}})^2}{V_0^2 3\text{ПД} + V_0^2 \text{ППД} + V_0^2 \text{ППН} + V_0^2 3\text{ПН}}} \quad (4)$$

Таким образом, показано изменение уровня вибрации при различных расцентровках без учета вибрации при «нулевой» расцентровке.

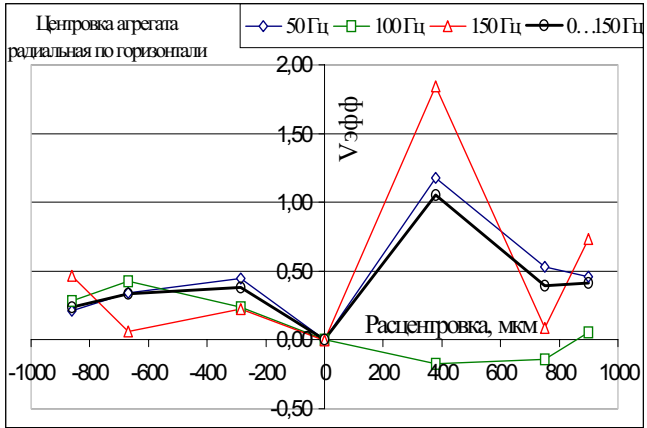


Рис.1. Уровни гармоник 50, 100, 150 Гц и в полосе 0...150 Гц в зависимости от радиальных расцентровок в горизонтальной плоскости

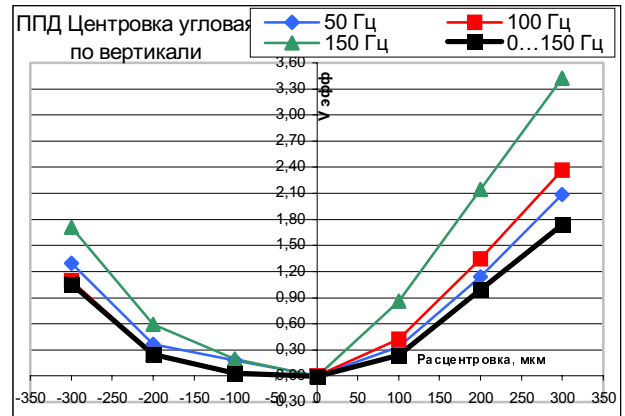


Рис.2. Уровни гармоник 50, 100, 150 Гц и в полосе 0...150 Гц в зависимости от угловых расцентровок в вертикальной плоскости

Анализ уровней вибрации при различных расцентровках (см. рис.1,2) показал, что:

- влияние величины расцентровки на уровень вибрации носит нелинейный характер;
- уровень вибрации зависит от направления относительного смещения двигателя и насоса;
- большее влияние на уровень вибрации, а значит и на износ всего механизма, оказывают угловые расцентровки, особенно в вертикальной плоскости вследствие большей жесткости в этом направлении. Рост вибрации при угловых расцентровках на некоторых подшипниках агрегата в 1,2...1,6 раза превышает уровень вибрации при радиальных расцентровках.

Зависимость уровня вибрации от направления смещения и нелинейный характер зависимостей объясняется тем, что изгибающие силы, действующие

на валы агрегата в результате несоосности – статические, и могут складываться или вычитаться с результирующей действующей системы сил. Силы, возникающие от расцентровки валов, имеют свою величину и направление в зависимости от вида и величины расцентровки, поэтому могут в большей или меньшей степени влиять на общий уровень вибрации.

Установлено, что диагностическим признаком радиальной и угловой видов расцентровок является наличие в спектре вибрации второй и третьей гармоник оборотной частоты вращения ротора в вертикальном и осевом направлении. Третья гармоника является наиболее информативной.

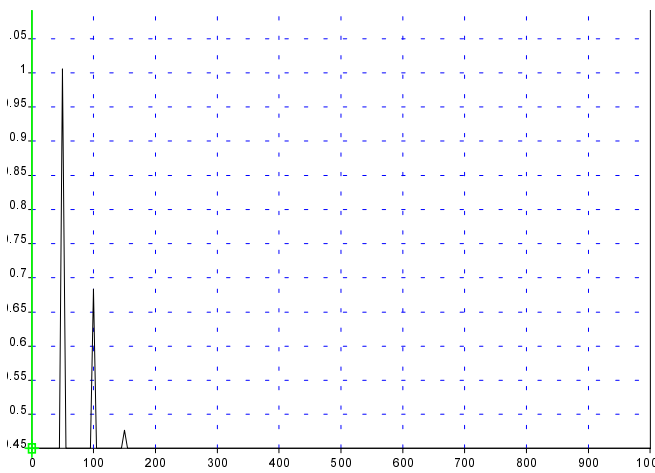


Рис.3. Спектр, измеренный на ППД в вертикальном направлении при «нулевой» расцентровке валов.

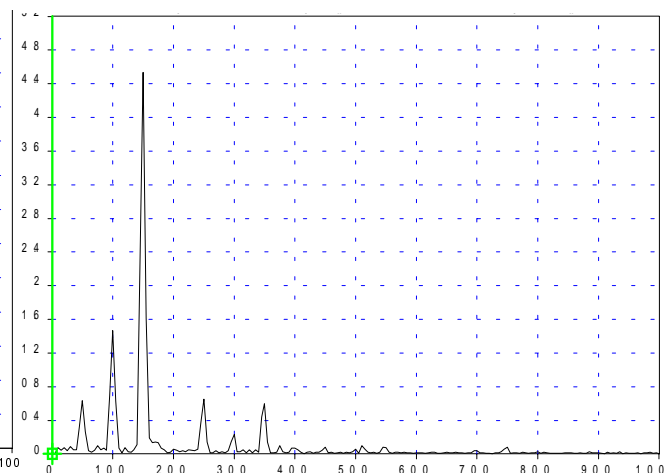


Рис.4. Спектр, измеренный на ППД в вертикальном направлении при радиальной расцентровке валов по вертикали равной 0,3 мм.

На рис.3,4 показаны спектры вибрации, из которых видно характерное изменение второй и третьей гармоник оборотной частоты (в данном случае 50 Гц) при расцентровках валов насосного агрегата «нулевой» (рис.3) и 0,3 мм по вертикали (рис.4).

Установлено следующее влияние вида расцентровки на вибросостояние насосного агрегата:

а) максимальное влияние на уровень вибрации оказывает расцентровка в вертикальной плоскости;

б) влияние угловой расцентровки на уровень вибрации в 2...2,5 раза больше расцентровки радиальной;

с) при радиальных расцентровках преобладает вибрация на передних подшипниках агрегата;

д) при угловых расцентровках преобладает вибрация на задних подшипниках агрегата;

Установлено, что при изменении центровки на допустимую величину 0,1 мм относительно «нулевой» расцентровки, изменение уровня вибрации третьей гармоники (150 Гц) составляет около 60% (рис.2).

Согласно распределению оценок состояния по уровню вибрации для данного типа агрегатов по ГОСТ ИСО 10816-1-97 переход от одного состояния к другому определен при изменении общего уровня вибрации на 60%. Поэтому величину расцентровки 0,1 мм можно определить как граничную между состоянием расцентровки агрегата «удовлетворительно» - с величиной расцентровки до 0,1 мм и – «неудовлетворительно» – с величиной расцентровки более 0,1 мм. Это позволит производить оценку допустимой величины расцентровки валов насосного агрегата в процессе его работы при регулярном контроле состояния вибрации.

Средняя величина тепловой деформации подшипниковых опор при радиальном смещении двигателя в вертикальной и горизонтальной плоскостях, составила: радиальная  $p = 0,061$  мм, угловая  $a = 0^{\circ}0'2''$  или  $10 \cdot 10^{-5}$  рад

Полученные величины  $p$  и  $a$  необходимо учитывать при центровке валов насосного агрегата данного типа для компенсации тепловой деформации корпусов и подшипниковых опор электродвигателя и насоса в процессе работы.

Для проведения центровочных работ «по состоянию» необходимо иметь алгоритм, позволяющий определить величину и тип расцентровки по измеренной на подшипниках агрегата вибрации.

В результате расцентровки происходит перераспределение нагрузки, действующей от роторов на вкладыши подшипников. Соответственно этому распределению меняется и величина вибрации.

Используя для построения зависимостей значения третьей гармоники как наиболее информативного показателя изменения расцентровки, распределение

вибрации по подшипникам агрегата, например, при радиальной расцентровке по вертикали, имеет вид, показанный на рис.5.

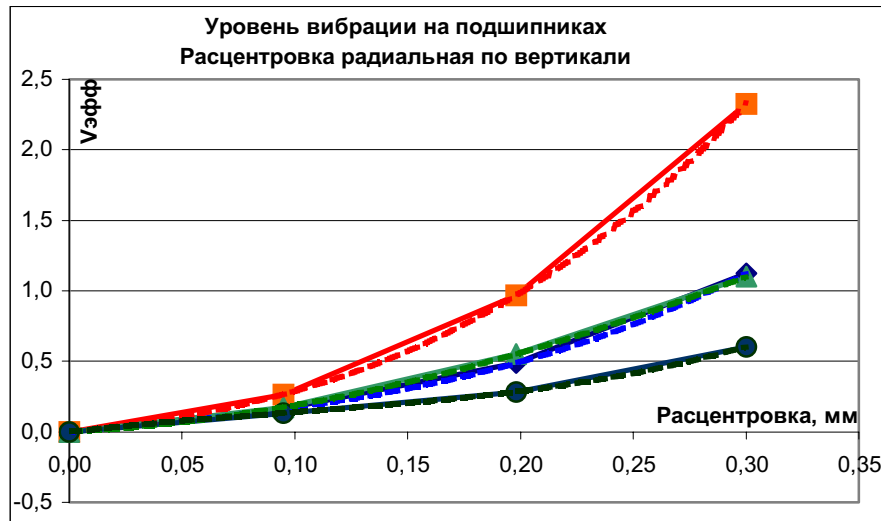


Рис.5. Зависимость уровня вибрации от расцентровки.

Расцентровка радиальная по вертикали:

◆ – ЗПД, ■ – ППД, ▲ – ППН, ● – ЗПН.

Для определения закона, наиболее точно описывающего распределение вибрации на подшипниковых опорах в зависимости от величины расцентровок, использовался метод наименьших квадратов. По результатам расчетов данного метода имеющиеся распределения вибрации (рис.5) наиболее точно описываются полиномиальными уравнениями третьей степени. Например для заднего подшипника электродвигателя:

$$V_{\text{ЗПД}} = 26,363 \cdot x^3 - 0,5355 \cdot x^2 + 1,5366 \cdot x - 0,0017,$$

где  $V_{\text{ЗПД}}$  – среднеквадратическое значение величины вибрации по направлениям измерений (горизонтальное, вертикальное, осевое) на данном подшипнике;

$x$ , мм – величина расцентровки агрегата.

Таким образом, контролируя состояние агрегата по спектру вибрации, при появлении диагностических признаков несоосности валов, возможно определение величины расцентровки. При этом нет необходимости в остановке аг-

регата для контроля величины несоосности традиционным способом – с помощью приборов для центровки валов.

**Четвертая глава** посвящена разработке оригинальных конструкций универсальных технических средств для контроля соосности и центровки валов насосных агрегатов, оснащенных зубчатыми муфтами типа МЗ и МЗП (с промежуточным валом) по ГОСТ 5006-83Е.

Прибор для центровки насосных агрегатов с зубчатой муфтой типа МЗ необходимо устанавливать на ступицах полу муфт, которые жестко закреплены относительно центруемых валов (рис.6).

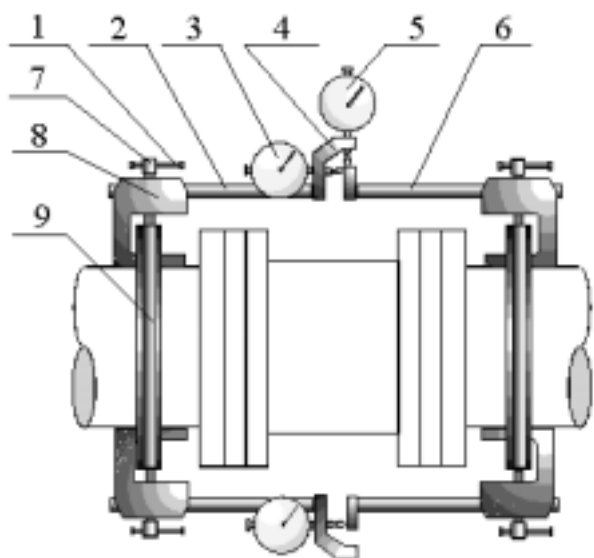


Рис.6. Прибор для центровки ПЦ-4 для зубчатых муфт типа МЗ: 1 – рычаг винта; 2 – штанга с индикаторами; 3–индикатор горизонтальный; 4– стойка; 5 – индикатор вертикальный; 6– штанга с упором; 7– винт; 8– струбцина; 9 – скоба

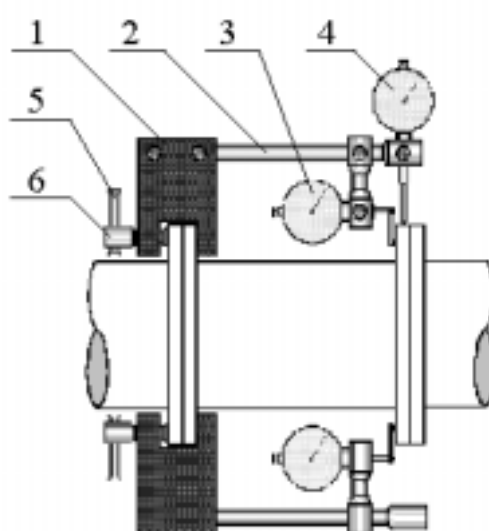


Рис.7. Прибор для центровки ПЦ-2: 1-струбцина; 2 - штанга; 3 - индикатор горизонтальный; 4 - индикатор вертикальный; 5 - рычаг винта; 6 – винт

Струбцины с индикаторами на штангах закрепляются на полу муфтах относительно скоб. Струбцины изготовлены С-образными и имеют возможность перемещения относительно скобы при помощи винта. Скоба со струбци-

ной обеспечивает установочный диапазон диаметров ступиц полумуфт 80...210 мм. Штанги, на которых закреплены с одной стороны индикаторы часового типа, с другой – упоры, для увеличения жесткости при измерениях в вертикальной плоскости изготовлены прямоугольной формы в виде линеек со скосами типа «ласточкин хвост». Возможность перемещения каждой из штанг в осевом направлении (0...190 мм) делает прибор более универсальным. Соединение основных деталей, влияющих на качество измерения, производится «на конус» для более жесткого соединения и исключения погрешностей измерения из-за люфта в соединяемых деталях. Скобы для облегчения конструкции и упрощения изготовления, изготавливаются литьем из алюминия.

Прибор для центровки насосных агрегатов с зубчатой муфтой типа МЗП (с укороченным промежуточным валом) возможно устанавливать на фланцах полумуфт и относительно последних производить измерения несоосности валов. Конструкция приспособления показана на рис. 7.

Прибор состоит из двух струбцин, изготовленных независимо, которые закрепляются друг против друга на фланце полумуфты. Корпус выполнен в виде струбцины с винтовым зажимом. Струбцины оснащены тремя индикаторами, установленными на выносных штангах. Штанги круглого сечения имеют возможность перемещения относительно корпуса в осевом направлении.

В результате проведения лабораторных испытаний были получены величины погрешностей от провиса штанг под действием силы тяжести, которые составили для ПЦ-2 – 0,086 мм, а для ПЦ-4 – 0,036 мм.

Несмотря на значительные величины систематических погрешностей их можно учитывать при расчете величин корректировочных пластин, что реализовано в методике проведения центровочных работ и программе специализированного калькулятора.

Время на установку данных приборов для центровки на полумуфтах агрегата, снятие показаний индикаторов, проведение расчетов и непосредственного процесса смещения валов для установки их соосности, указаны в табл.5. Общее время центровки в результате испытаний составило 2 часа, что в 2...3

раза меньше времени, затрачиваемого при использовании существующих приспособлений в нефтяной промышленности.

Таблица 5.

Результаты лабораторных и промысловых испытаний

Тип приспособления	Время установки прибора, мин	Время регистрации показаний индикаторов, мин	Расчет толщины пластины, мин	Общее время центровки, ч
ПЦ-2	2	5	1	2
ПЦ-4	5	5	1	2

Центровка агрегатов с удлиненным промежуточным валом затруднительна и поэтому часто осуществляется визуально. При измерении соосности одного из валов с промежуточным валом будет видна только угловая расцентровка независимо от того, какая расцентровка присутствует на самом деле – радиальная, угловая или радиальная совместно с угловой (наиболее распространенный случай в практике).

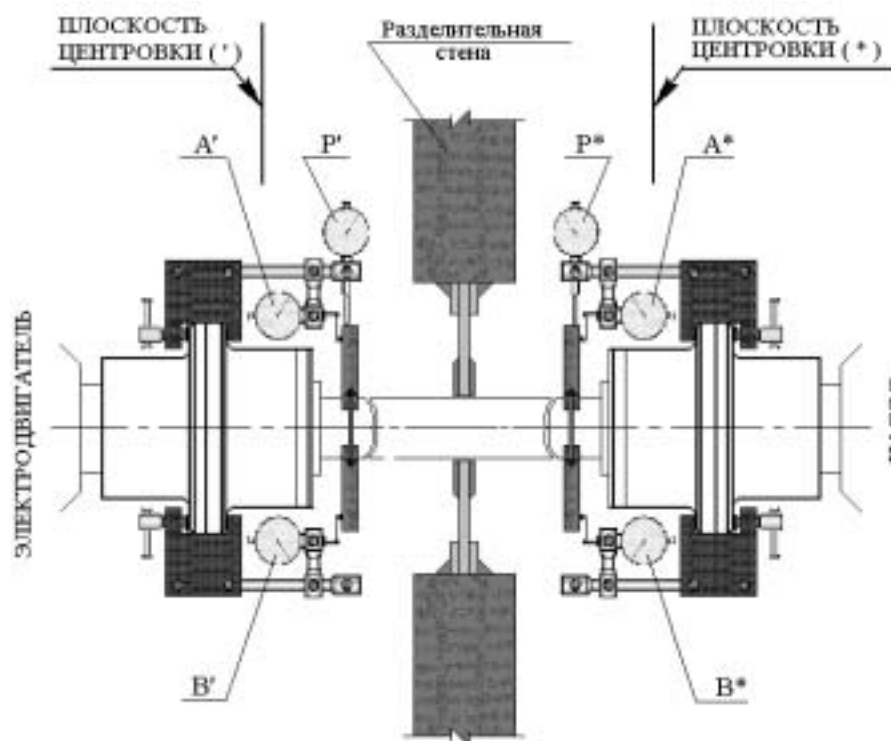


Рис.8. Центровка валов агрегатов с удлиненным промежуточным валом

Для центровки валов агрегатов с МЗП предлагается универсальное техническое средство для контроля соосности и центровки валов, показанное на

рис.8, а также методика измерений и расчетов величин расцентровок. Проводя измерения с обоих концов муфты (со стороны электродвигателя и насоса) и учитывая показания всех измерителей (индикаторов или датчиков) при расчете, можно однозначно определить положение валов в пространстве и необходимое количество корректирующих пластин для компенсации имеющейся несоосности.

### **Основные выводы и результаты**

1. Определено теоретически и подтверждено практически наличие существенной тепловой расцентровки для агрегатов системы ППД и ППН НГДУ. Установлено, что радиальная величина несоосности валов вследствие тепловой деформации подшипниковых опор для насосного агрегата ЦНС180 составила 0,061 мм.

2. На основе расцентровки проведения промышленных исследований установлено, что диагностическим признаком валов для агрегата ЦНС180 является наличие второй и третьей гармонических составляющих оборотной частоты в спектрах вибрации.

3. Установлено влияние вида расцентровки на вибросостояние агрегата.

4. Разработаны конструкции универсальных технических средств для контроля соосности и центровки валов насосных агрегатов, оснащенных зубчатыми муфтами по ГОСТ 5006-83Е, которые используются более чем на 30-ти предприятиях нефтяной промышленности.

5. Разработана методика расчета величин подкладочных пластин для насосных агрегатов, соединенных зубчатой муфтой с удлиненным промежуточным валом, которая позволяет производить центровку валов без разборки разделительной стены.

**Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:**

1. Рязанцев А.О., Филимонов О.В., Галеев А.С. Центровочные приспособления. Экология, разработка нефтяных и газовых месторождений, бурение

скважин и скважинная добыча нефти: – Межвуз. сб. науч. тр. – Октябрьский: ОФ УГНТУ, 1996. - С.66-68.

2. Галеев А.С. Рязанцев А.О. Сулейманов Р.Н., Филимонов О.В. Центровка. Требования к центровке. Вибродиагностика насосных агрегатов: Учебное пособие. – Уфа: УГНТУ, 1997. – С.83-90.

3. Галеев А.С., Сулейманов Р.Н., Филимонов О.В., Рязанцев А.О. О внедрении технических средств центровки роторных машин на предприятиях России. // Проблемы нефтедобычи Волго-Уральского региона: Сб. докл. науч. – метод. конф. – Уфа, 2000.– С.150.

4. Сулейманов Р.Н., Филимонов О.В. О необходимости контроля соосности валов при работе агрегата. // Актуальные проблемы Волго-Уральской газоносной провинции. Сб. докл. науч. – практич. конф. – Уфа, 2001.– С.53-54.

5. Сулейманов Р.Н., Филимонов О.В. Центровка агрегатов с промежуточным валом. // Актуальные проблемы Волго-Уральской газоносной провинции: Сб. докл. науч. практич. конф. – Уфа 2001. –С.54-55.

Соискатель

О.В. Филимонов