ISSN 2411-3336; e-ISSN 2541-9404

ЗАПИСКИ ГОРНОГО ИНСТИТУТА
Journal of Mining Institute
Сайт журнала: pmi.spmi.ru



Научная статья

Трибодинамические аспекты ресурса электропогружных лопастных насосов для добычи нефти

Н.И.СМИРНОВ[1], **А.Н.ДРОЗДОВ**[2]✉, **Н.Н.СМИРНОВ**[1]
[1] *Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН, Москва, Россия*
[2] *Российский университет дружбы народов имени Патриса Лумумбы, Москва, Россия*

Как цитировать эту статью: Смирнов Н.И., Дроздов А.Н., Смирнов Н.Н. Трибодинамические аспекты ресурса электропогружных лопастных насосов для добычи нефти // Записки Горного института. 2023. Т. 264. С. 962-970. EDN QNNAGA

Аннотация. Эксплуатация электропогружных лопастных насосов для добычи нефти сопровождается наличием в пластовой жидкости твердых частиц, коррозионно-активных веществ, асфальтосмолопарафиновых отложений, приводящих к изменению рабочих характеристик и отказам оборудования. Уменьшение ресурса вследствие этого сопровождается увеличением издержек на ремонт и замену оборудования. Основными процессами, негативно влияющими на отказ, являются изнашивание уплотнений рабочих ступеней подшипников скольжения насоса и вибрация, уровень которой может значительно превышать начальный. Разработан стенд и методика испытаний насосных секций на изнашивание в воде с абразивом и одновременной регистрацией вибрационных характеристик. Выявлены две основные формы износа радиальных уплотнений – односторонняя и равномерная. Односторонняя форма износа втулок обусловлена синхронной прецессией вала, равномерная – асинхронной прецессией, а уровень вибрации увеличивается с ростом величины износа. Распределение износа радиальных уплотнений по длине насоса коррелирует с формой упругой линии вала. Износ осевых уплотнений незначительно увеличивает уровень вибрации. При износе изменяется частотный спектр колебаний, возникает частота, которая может служить диагностическим признаком предельного износа насоса. Получена расчетная зависимость виброскорости от величины износа радиальных уплотнений рабочих ступеней, позволяющая прогнозировать наступление отказа функционирования.

Ключевые слова: электропогружные лопастные насосы; износ; вибрация; трибология; динамика роторной системы

Благодарность. Публикация выполнена в рамках проекта № 202233-2-000 Системы грантовой поддержки РУДН (№ 2).

Поступила: 20.01.2022 ***Принята: 21.07.2022*** ***Онлайн: 27.07.2023*** ***Опубликована: 25.12.2023***

Введение. Центробежные лопастные насосы широко применяются в различных областях: горной промышленности, нефтедобыче, водоснабжении. Установки скважинных электроприводных лопастных насосов (УЭЛН) являются основным средством механизированной добычи нефти в России. Рентабельность добычи зависит в значительной степени от сокращения издержек при эксплуатации погружного оборудования, его надежности [1]. Для повышения надежности и увеличения ресурса применяют ряд мер: оптимизацию подбора оборудования к скважине по рабочим параметрам [2], разработку новых технологических методов воздействия на пласт [3, 4], конструкторско-технологическое совершенствование [5], новые материалы [6], разработку методов и технологий борьбы с асфальтосмолопарафиновыми отложениями [7], анализ физики отказов [8, 9].

Использование повторно-кратковременных режимов работы, увеличение частоты вращения и др. приводит к нестационарным режимам, которые негативно влияют на динамические и трибологические процессы разрушения. Эксплуатация УЭЛН в осложненных условиях (механические примеси [10-12], высокое газосодержание [13], коррозия [14], солеотложение [15]) приводит к вибрационным процессам, обусловленным в значительной степени износом подвижных сопряжений и изменением вследствие этого зазоров [16]. Взаимовлияние вибрации и износа отмечается в работах [17-19]. Как показывают наблюдения, трибодинамические процессы определяют

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

Записки Горного института. 2023. Т.264. С. 962-970
© Н.И.Смирнов, А.Н.Дроздов, Н.Н.Смирнов, 2023

условия наступления параметрического отказа и отказа функционирования по критерию прочности [20, 21]. В общем виде это характерно для различных типов центробежных лопастных, в том числе грунтовых [22] и пульповых насосов [23].

Критерии работоспособности различаются для разных типов насосов. Например, в работе [22] время наработки грунтового насоса оценивается коэффициентом технического состояния, который выражается через текущее среднеквадратичное значение виброскорости с показателем степени, равным 1,1. Увеличение параметров вибрации связывают с потерей массы рабочего колеса из-за гидроабразивного износа. Получена эмпирическая формула зависимости вибрации от частоты вращения на стенде с неуравновешенной массой [23]. Эрозия оборудования из-за песка, добываемого вместе с нефтью и газом, является серьезной проблемой [24]. Влияние гидроабразивного (эрозионного) износа рабочих колес на вибрацию высокодебитных лопастных насосов рассматривается в работе [25]. В УЭЛН наибольшее значение для потери работоспособности имеет абразивный износ трибосопряжений [18, 21, 26].

Постановка проблемы. УЭЛН – электромеханическая система роторного типа с нехарактерным для большинства многоступенчатых роторных машин отношением длины к диаметру, в отдельных случаях выше 500, малой поперечной жесткостью. Эксплуатация установок в нефтяных скважинах происходит на больших глубинах в условиях информационной неопределенности по многим параметрам, в том числе по износу. Вибрация измеряется преимущественно у основания погружного электродвигателя, а не на корпусе насосной секции, в которой и происходит износ сопряжений. К основным факторам, влияющим на динамические процессы роторных машин, обычно относят: дисбаланс вращающихся частей ротора [27], динамическую жесткость [24], конструкцию подшипниковых узлов и т.д. При исследовании динамического состояния УЭЛН расчетными методами износ не учитывается. Моделирование [28] по двухточечной модели «ротор – корпус» в жидкости разной вязкости выявило нестабильность ротора уже при двухкратном увеличении зазора. Увеличенные зазоры в лабиринтных уплотнениях и подшипниках вследствие износа уменьшили все коэффициенты жесткости и демпфирования, обеспечиваемые подшипниками и уплотнениями, что привело к более сильной вибрации. Результаты испытаний нескольких наборов выбранных насосов показали [29], что из-за нелинейных взаимосвязей между процессами повреждения абразивный износ влияет на системы ESP недетерминированным образом. Отмечено [8, 30], что есть условия возникновения масляного вихря в подшипниках скольжения, а также присутствует прецессия вала на первой собственной частоте насоса. Масляный вихрь – это нелинейное явление, которое не предсказывается линейными моделями динамики ротора. В ряде работ отмечается влияние эрозионного износа на отказ функционирования. Особенно это характерно для лопастных насосов с высокой производительностью. Вследствие эрозионного износа рабочих колес увеличивается дисбаланс, возникают динамические процессы и, как следствие, разрушение уплотнительных узлов [31]. В большинстве работ отсутствует корректная постановка задачи о влиянии износа сопряжений на вибрационные характеристики установки. Изнашивающаяся роторная система геометрически не линейна. Линеаризация соответствующих уравнений может приводить к утрате принципиальных свойств рассматриваемой системы [32]. Обработка статистических материалов по отказам, физическое моделирование указывают на взаимосвязь процесса изнашивания уплотнений и вибрации.

Основным средством исследования процессов динамики и износа установок в настоящее время является разработка экспериментального оборудования и проведение испытаний. Разработана экспериментальная установка [12] для испытаний насосной сборки из трех насосных ступеней в двухфазном и трехфазном потоке для оценки влияния износа подшипников на вибрацию. На поверхности корпуса расположено 50 акселерометров для регистрации поперечных и продольных колебаний.

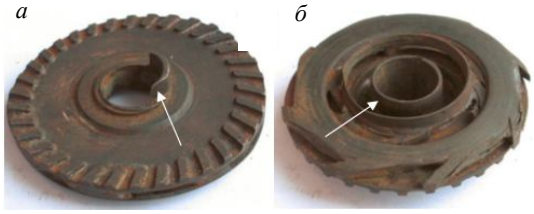


Рис.1. Форма износа уплотнений рабочих колес ступеней: *а* – асимметричный износ ступицы; *б* – симметричный износ ступицы и катастрофический износ осевого сопряжения

Особенностью УЭЛН как трибодинамической системы являются две ярко выраженные формы износа радиальных уплотнений рабочих ступеней (РС) в зависимости от типа вращения вала – синхронная (рис.1, *а*) и асинхронная прецессия вала (рис.1, *б*)

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

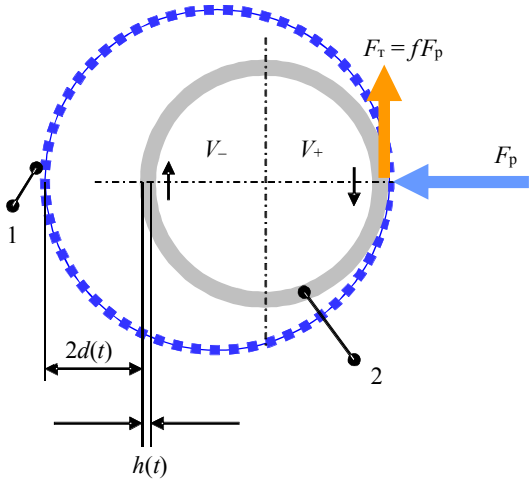


Рис.2. Схема контакта деталей радиального сопряжения

1 – корпус; 2 – опорная втулка; h – величина износа; f – коэффициент трения; t – время; $F_р$, $F_т$ – радиальная и тангенциальная сила в контакте; V – скорость вращения вала; d – зазор в сопряжении

[18, 21, 26]. Форма износа радиальных уплотнений может служить диагностическим признаком вида колебаний.

Вибрация УЭЦН при износе радиальных уплотнений значительно выше, чем обычно допустимо для аналогичного промышленного оборудования [16].

Моделирование износа динамической системы. Объектом исследования выбрана установка, типоразмер которой является наиболее распространенным на практике УЭЦН5-50: производительность 50 м^3/сут, две насосные секции, мощность электродвигателя 32 кВт. Применена конечно-элементная технология в пакете MSC/NASTRAN. При моделировании с помощью конечно-элементной технологии возникли принципиальные трудности, связанные с неприспособленностью существующих численных методов расчета к работе с вращающимися деформируемыми телами. Требуется адаптация существующих пакетов к данной задаче. В связи с этим реализована следующая концепция расчетов. Предполагается, что между втулками радиальных уплотнений при возникновении контактов имеется большая, но конечная контактная жесткость. Зазор между втулкой вала и корпусом изменяется в соответствии с определенной моделью износа втулок. Принимался простейший закон изнашивания, в который входят структурные параметры, зависящие от свойств контактирующих тел. Силовые характеристики имеют вид пороговых функций. Расчеты динамического поведения подобной конструкции являются достаточно сложной нелинейной задачей, многие параметры которой заданы с большой неопределенностью. Поэтому исследование динамического поведения конструкции проводилось последовательно, начиная с определения динамических характеристик отдельных агрегатов, с последующим их объединением до моделирования работы конструкции в целом.

Основная идея состоит в последовательном итерационном процессе, при котором в фиктивном времени производится изменение зазоров в функции от распределения радиальных реакций на опорах.

Контакт втулки вала и корпуса уплотнениях по длине насоса происходит в начальный период случайным образом. В некоторых уплотнениях имеется зазор, в других – контакт в зависимости от распределения размеров деталей, искривления корпуса, центробежных сил, других факторов. Принимаем, что смещение втулки происходит под действием силы $F_р$ (рис.2). В контакте при вращении втулки возникает сила трения $F_т$. Коэффициент трения f принимаем равным 0,02, характерным для граничного трения. Считаем, что при жидкостном трении изнашивание отсутствует. На рис.2 условно изображено относительное положение деталей радиального уплотнения при их контакте.

При возникновении контакта между поверхностями центр вала смещается на величину существующего радиального зазора $u(t) = d(t)$. Учитывая, что процессы износа протекают существенно медленнее, чем характерные динамические изменения в системе, считаем, что контактирующие поверхности локально цилиндрические. Внешняя втулка имеет конечную радиальную контактную жесткость. Происходит некоторое фиктивное внедрение одной поверхности в другую на величину $v(t)$. Так как жесткость контакта на два порядка выше жесткости (локальной) вала в данной точке, то внедрение пренебрежимо мало по сравнению с зазором. Принимаем простейшую модель износа контактирующих поверхностей радиального уплотнения [33]. Значение коэффициента k_F принимается из экспериментальных данных при испытании рассматриваемых материалов на износ:

$$\frac{dh(t)}{dt} = k_F F_т(t) \quad \Leftrightarrow \quad \frac{dd(t)}{dt} = k_F F_т(t).$$

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

Записки Горного института. 2023. Т.264. С. 962-970
© Н.И.Смирнов, А.Н.Дроздов, Н.Н.Смирнов, 2023

В соответствии с этой моделью предполагается, что износ контактирующих поверхностей зависит от изменения радиальной силы в контакте. При вычислении для фиксированных значений зазоров итерациями определяется стационарная конфигурация динамической системы. Процесс установления является фиктивным, так как рассматривается вращение с номинальной угловой скоростью без переходного процесса разгона всей установки:

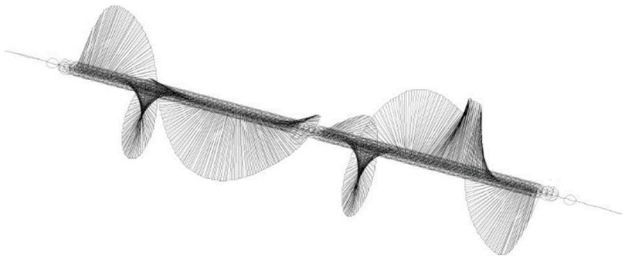


Рис.3. Стационарная конфигурация оси вала насоса для обеих секций

$$t=t^J \ \left\{d_i^J,\ F_{\text{p}i}^J,\ \ldots\ |i=1,\ \ldots,\ 384,\ J=0,1,\ \ldots\right\},$$

где i – количество радиальных уплотнений в двух секциях; J – номер итерации.

На рис.3 для примера показана ось валов обеих секций насоса при начальном равномерном распределении зазоров:

$$t=t^0 \ \left\{d_i^0\equiv 0{,}1,\ F_{\text{p}i}^0,\ \ldots\ |i=1,\ \ldots,384\right\}.$$

Условно принято, что верхнее сечение вала имеет угол поворота, равный нулю. Динамические добавки, связанные с эффектами трения, малы. Предполагается, что система работает в режиме изнашивания некоторое время Δt^{J+1}. Тогда зазор в каждом узле контактного взаимодействия увеличится приблизительно на величину

$$\Delta d_i^{J+1}\approx k_F F_{\text{p}i}^J \Delta t^{J+1},\quad t^{J+1}\approx t^J+\Delta t^{J+1},\quad d_i^{J+1}\approx d_i^J+\Delta d_i^{J+1}.$$

Так как в течение всего контакта усилия взаимодействия распределяются неравномерно между втулками, то происходит перераспределение усилий и величин зазоров, что и называется эволюцией системы. В зависимости от параметров системы, в частности, от распределения дисбалансов и износостойкости отдельных втулок, получаются различные законы эволюции зазоров и напряженно-деформированного состояния, которые следует понимать и анализировать в статистическом смысле.

Результаты расчетов показали, что особенности конструкции установки существенно влияют на динамическое состояние. В области 10-13 Гц имеется 10-11 собственных частот колебаний. Рабочие режимы соответствуют работе в «закритических» условиях, в области нелинейной динамики, где важными становятся свойства, отличные от свойств линейных идеальных моделей. Наиболее неблагоприятный случай нагружения заключается в расположении дисбалансов на значительной длине насосной секции в одной плоскости. В процессе износа радиальных уплотнений реализуется синхронная и асинхронная прецессия вала. Частота асинхронной прецессии – 9,51 Гц. Синхронная прецессия происходит под действием циркулирующей силы, направление которой относительно вала не изменяется в процессе вращения, и связана с регулярным расположением центров масс рабочих колес приблизительно в одном направлении и с малым уровнем демпфирования в системе. Результаты моделирования при выбранных допущениях позволяют определить напряжения в корпусных деталях установки в зависимости от зазора в уплотнениях и объяснить разрушения корпусных деталей («полет»), но в реальных условиях форма износа отличается от принятой. Поэтому для получения более полной картины необходимы экспериментальные исследования.

Методология экспериментальных исследований. Длина всей установки может достигать 40 м [1, 8], и испытание ее в сборе не представляется возможным. Большинство исследователей применяют для этой цели насосные сборки, включающие несколько РС [17, 20]. Для моделирования вибрационных явлений роторных систем необходимо обеспечить подобие модели и натурного объекта, выражающееся в соотношении между критической частотой вращения и рабочей частотой [32]. В качестве объекта испытаний использовали насосные секции (НС) длиной 3-5 м и подачей

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

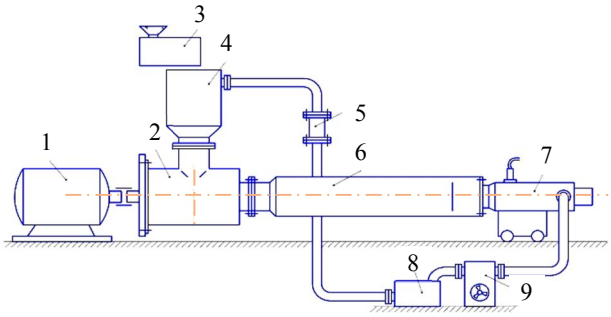


Рис.4. Схема горизонтального стенда

1 – электродвигатель; 2 – входной модуль; 3 – дозатор абразива; 4 – бак-смеситель; 5 – блок расходомера; 6 – насосная секция; 7 – выходной модуль; 8 – сепаратор абразива; 9 – теплообменник

25-500 м^3/сут, которые из всех узлов установки в наибольшей степени подвержены процессу изнашивания, так как функционируют в абразивосодержащей пластовой жидкости. Их длина достаточна, чтобы исследовать основные формы колебаний установки. Для проведения экспериментальных исследований разработан горизонтальный стенд с модельной жидкостью (вода + абразив) (рис.4). Опыты проводили с частотой вращения 2970 об/мин.

Стенд укомплектован датчиками и устройствами для измерения расхода, давления, температуры и моментной характеристики. Для измерения момента сопротивления приводной электродвигатель выполнен в виде мотор-весов. Методика испытаний предполагала работу стенда в течение определенного времени с измерением виброскорости через 1 ч. В конце опыта НС разбирали, измеряли детали и определяли величину износа каждой РС. В качестве абразива использовали кварцевый песок размером 200-300 мкм и средней концентрацией 1 % по массе. Выбор размера абразивных частиц обусловлен несколькими обстоятельствами. Из предварительных опытов с рабочими ступенями мелкие частицы размером меньше 50 мкм обладают малым абразивным эффектом. Крупные частицы размерами выше 500 мкм не попадают в зону трения, так как диаметральный зазор радиальных сопряжений меньше 300 мкм. В реальных скважинах присутствуют широкие фракции, в том числе и выбранные размеры.

Перед проведением опыта на корпусе НС закрепляли хомутами восемь пьезоэлектрических акселерометров типа PCB через равные расстояния или четыре пары акселерометров под углом 90° друг к другу в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Сигналы с датчиков обрабатывали с помощью измерительного комплекса фирмы National Instrumens по технологии PXI в системе реального времени. В состав комплекса входили: модуль SCXI-1531 для одновременного съема сигналов по восьми каналам, модуль PXI-6070 для оцифровки сигналов с частотой семплирования 1,25 Мс/с. Для приема, обработки и представления результатов измерения использовался встроенный контроллер реального времени PXI-8156B/333RT.

Методика измерения вибрации включала три этапа:

• измерение собственных частот колебаний ротора (вал + рабочие колеса) при различных условиях опирания на основе спектрального анализа измеряемого сигнала при возбуждении вибрации ударом;

• измерение виброскорости НС при различных вариациях опоры вала, на воздухе и в воде;

• измерение вибрационных характеристик в процессе изнашивания НС.

После испытаний на износ НС разбирали и измеряли изменение размеров каждого уплотнения рабочей ступени и подшипников.

Результаты экспериментальных исследований. В качестве объекта исследования использовали наиболее часто встречающийся в эксплуатации типоразмер насосной секции 5-50 с подачей в номинальном режиме 50 м^3/сут и условной длиной 4 м. Измерения собственных частот колебаний ротора НС показали, что первые три собственные частоты при опирании вала на три подшипника равны 5,6; 8,5; 19,8 Гц. Таким образом, в этом случае ротор работает в закритической области. С увеличением числа подшипников до пяти третья форма колебаний ротора и вторая форма колебаний насосной секции имеют практически одинаковые значения – 29,9 Гц, что может вызвать резонансные явления. Следовательно, количество подшипников влияет на значения собственных частот ротора. В реальности вибрационная картина сложнее, так как вал опирается на корпус и посредством радиальных уплотнений РС случайным образом.

Имеется небольшая разница в величине вибрации НС в горизонтальной и вертикальной плоскостях: первая собственная частота имеет значение 9,8 Гц при горизонтальном расположении датчиков и 9,3 Гц – при вертикальном. Наличие воды в НС незначительно изменяет собственную

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

Записки Горного института. 2023. Т.264. С. 962-970
© Н.И.Смирнов, А.Н.Дроздов, Н.Н.Смирнов, 2023

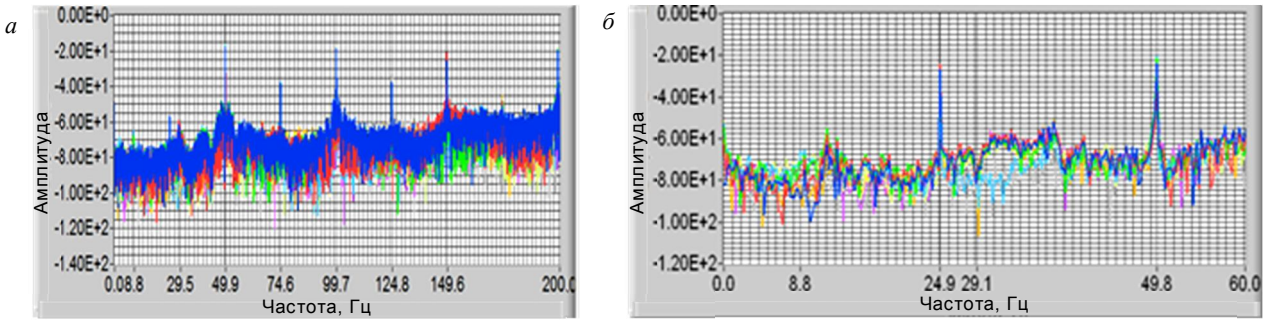


Рис.5. Результаты измерения вибрации секции: *а* – в начале опыта; *б* – после 250 мин

частоту колебаний ротора с 9,8 до 8,9 Гц за счет эффекта присоединенной массы. Частота собственных колебаний ротора увеличивается при использовании полиамида в качестве материала рабочих колес.

На третьем этапе провели испытания насосной секции на изнашивание с одновременным измерением вибрационных характеристик. Спектр колебаний новой секции имеет собственные частоты, оборотную частоту ~50 Гц, ее гармоники, а также высокочастотные колебания. На начальном этапе вклад собственных частот НС незначителен или неразличим, превалирует оборотная частота.

Наиболее интересным является изменившийся спектр колебаний в процессе опыта. Из сравнения спектров в начале опыта (рис.5, *а*) и в середине (рис.5, *б*) видно, что в результате износа радиальных уплотнений появилась частота 25 Гц, имеющая значительный уровень амплитуды, превышающий уровень первой и второй собственных частот. После остановки стенда эта частота отсутствует при возбуждении колебаний НС ударом. Промежуточный разбор НС после 250 мин опыта показал, что износ радиальных уплотнений РС имеет асимметричную форму (см. рис.1, *а*), что может свидетельствовать о синхронной прецессии вала.

Появление этой частоты в изношенном насосе можно объяснить либо усилением автоколебаний из-за увеличения зазора вследствие износа под действием силы тяжести, центробежных сил и сил трения, либо совпадением собственных частот колебаний ротора и корпуса секции. В конце после 702 мин эксперимента появились два новых пика на частотах 22,2 и 27,7 Гц вместо пика на частоте около 25 Гц. Частоту ~25 Гц можно рассматривать в качестве диагностического признака наступления износа радиальных уплотнений РС определенной величины. В погружных измерительных системах с вибрационным каналом возможно определять возникновение этой частоты, которая свидетельствует об увеличении динамики вследствие износа. Аналогичный характер изменения частоты колебаний выявлен

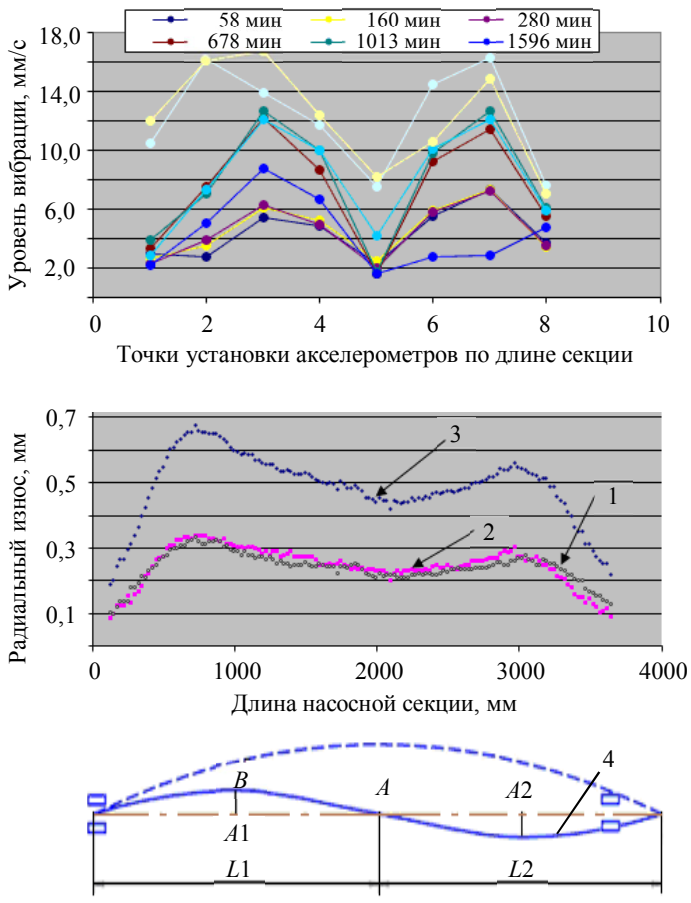


Рис.6. График изменения по длине секции: виброскорости (*а*); износа радиальных уплотнений (*б*)

1 – износ ступицы; 2 – износ отверстия; 3 – суммарный износ; 4 – предполагаемая форма упругой линии вала при вращении

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

при испытании насосной сборки при частоте 3600 об/мин [9]. В процессе износа в частотном спектре, состоявшем в основном из частоты вращения 60 Гц и гармоник, появился субгармонический пик 45 Гц.

При испытании НС с рабочими органами из порошковых сталей, имеющими существенно меньший дисбаланс, чем у рабочих органов из литого чугуна, выявлена интересная особенность в характере изменения износа радиальных уплотнений по длине секции (рис.6). В узле колебаний (точка A) – минимальный уровень вибрации и минимальный износ. Максимальные уровни вибрации и величины износа в точках $A1$ и $A2$. Правый концевой подшипник имел небольшой износ. Форма износа ступицы рабочего колеса и отверстия направляющего аппарата имеет равномерный характер по окружности, что свидетельствует о асинхронной прецессии вала.

На основании результатов испытаний насосных секций с рабочими органами, различающимися величиной исходного дисбаланса, можно заметить определенную схожесть формы упругой линии вала и изменения износа по длине секции. При определенной величине износа радиальных уплотнений РС вал под действием центробежных сил и крутящего момента теряет устойчивость и вращается в деформированном состоянии вокруг воображаемой оси, проходящей через центры подшипников. Происходит дальнейшая эволюция износа. Деформированный вал совершает свое движение с «замороженными» значениями деформаций, а, следовательно, и напряжений. Это движение в неподвижной системе координат выглядит как упругие колебания, в действительности никаких упругих колебаний не содержит – деформированный вал вращается вокруг линии подшипников как абсолютное твердое тело. Радиальные силы от ротора передаются корпусу насоса, создавая при определенных условиях напряжения разрушения концевых деталей.

На форму деформации вала помимо износа оказывают влияние также количество износостойких промежуточных подшипников, краевые эффекты, выражающиеся в условиях крепления, кривизна скважины и т.д. Принципиальное значение имеет длина секции. При испытании насосной сборки из нескольких ступеней вал – «жесткий». Его собственная частота значительно больше частоты вращения, нарушается критерий подобия модельного образца и натурального изделия [17]. Часто короткий вал имеет коническую прецессию при вращении, что не наблюдается в реальной эксплуатации. При испытании коротких насосных сборок характер износа радиальных уплотнений имеет практически монотонный характер с увеличением износа от выхода насоса ко входу [11].

Помимо радиальных, РС имеют осевые уплотнения. Влияние износа осевых уплотнений на вибрацию насоса исследовали при работе насосных секций в левой зоне напорно-расходной характеристики при расходе жидкости меньшем, чем номинальный. Вследствие увеличения осевой силы осевые уплотнения износились полностью (износ более 2 мм), износились также диски, что характеризуется как катастрофический износ (см. рис.1, *б*). Уровень вибрации при этом увеличился незначительно, до 12 мм/с. Для сравнения, при износе радиальных уплотнений на 1 мм вибрация увеличилась до 40 мм/с. Начальный уровень вибрации новых секций находился в диапазоне 2,25-3,9 мм/с.

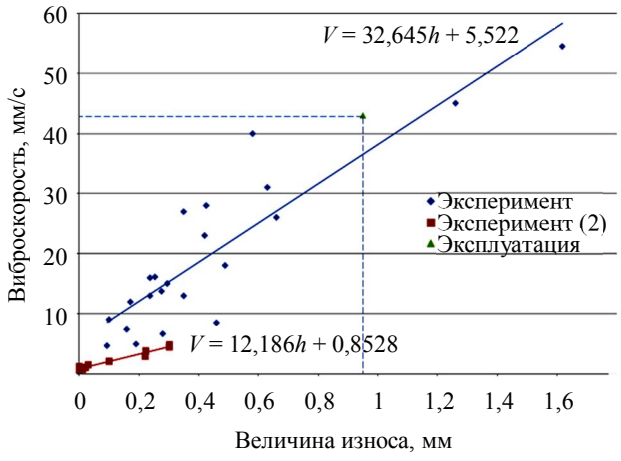


Рис.7. Зависимость виброскорости секции от величины износа радиальных сопряжений

Испытания нескольких десятков НС производительности от 25 до 500 м^3/сут, разных размеров и конструктивного исполнения по износостойкости позволили получить обобщенную зависимость величины поперечной вибрации (среднеквадратичное значение), характеризующей изгибные колебания, от износа радиальных уплотнений (рис.7). Результаты испытаний подтверждаются эксплуатацией (точка на графике). В диапазоне средних износов до 1,6 мм по длине секции полученные значения аппроксимируются линейной зависимостью

$$V = 32,6h + 5,5,$$

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

Записки Горного института. 2023. Т.264. С. 962-970
© Н.И.Смирнов, А.Н.Дроздов, Н.Н.Смирнов, 2023

где V – среднеквадратическое значение виброскорости, мм/с; h – средняя величина износа радиальных уплотнений, мм.

Величина зазора радиальных уплотнений включает первоначальный зазор в сопряжении и величину износа. В исходном состоянии насосные секции имели уровень виброскорости ~5,5 мм/с. Из моделирования динамической системы УЭЛН, включавшей погружной электродвигатель, две насосные секции и гидрозащиту, следует, что кинетика виброскорости изменяется более сложным образом – экспоненциально. Линейная аппроксимация результатов эксперимента справедлива с достаточной точностью лишь в диапазоне износа до 1,6 мм и для пластовой жидкости с высоким содержанием воды (до 80-90 %), представляющей водонефтяную эмульсию, что характерно для скважин в Западной Сибири. Вязкость такой эмульсии близка к вязкости воды. С увеличением вязкости эмульсии при 50-80 % воды уменьшается амплитуда колебаний динамической системы, которую необходимо учитывать при определении предельного состояния. Для сравнения на графике (рис.7) приведена линейная зависимость вибрации магистральных насосных агрегатов, имеющих жесткий ротор, от износа опорных подшипников [34]. Максимально допустимые значения виброскорости в этом случае не превышают значений 11 мм/с по техническим требованиям.

Выводы

1. Установлена корреляция между изменением износа радиальных уплотнений по длине насосной секции и формой упругой линии вала. Вращение вала происходит в виде синхронной и асинхронной прецессии.

2. Получена расчетная зависимость виброскорости от величины износа радиальных уплотнений рабочих ступеней, позволяющая прогнозировать наступление отказа функционирования в обводненных скважинах. Водонефтяные эмульсии уменьшают амплитуду колебаний.

3. Показано, что при определенной величине износа радиальных уплотнений горизонтально расположенной насосной секции возникают изгибные колебания с частотой ~25 Гц, которую можно использовать в качестве диагностического признака предельного износа установки.

4. Определяющее влияние на динамическое состояние насосной секции оказывает износ радиальных уплотнений и подшипников. При износе 1 мм виброскорость увеличивается в 10 раз относительно начальной величины. Износ осевых уплотнений влияет в незначительной степени.

Авторы выражают благодарность д-ру техн. наук А.М.Гуськову за ценные советы и методическую помощь при разработке динамической модели УЭЛН.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Takacs G.* Electrical Submersible Pumps Manual: Design, Operations, and Maintenance. Second Edition. Houston: Gulf Professional Publishing, 2018. 574 p.

2. *Донской Ю.А., Сабиров А.А., Ивановский В.Н. и др.* Программный комплекс «Автотехнолог» и интеллектуальные устройства на его основе // Территория НЕФТЕГАЗ. 2020. № 9-10. С. 20-26.

3. *Дроздов А.Н., Горелкина Е.И.* Разработка насосно-эжекторной системы для реализации водогазового воздействия на пласт с использованием попутного нефтяного газа из затрубных пространств добывающих скважин // Записки Горного института. 2022. Т. 254. С. 191-201. DOI: 10.31897/PMI.2022.34

4. *Горелкина Е.И.* Исследование подавления коалесценции газовых пузырьков и его влияния на работу дожимного насоса в составе насосно-эжекторной системы при откачке водогазовых смесей // SOCAR Proceedings. 2022. № 2. С. 33-47. DOI: 10.5510/OGP2022SI200743

5. *Якимов С.Б.* О перспективах использования радиально стабилизированных компрессионных электроцентробежных насосов для повышения эффективности эксплуатации скважин пластов группы АВ Самотлорского месторождения // Территория НЕФТЕГАЗ. 2016. № 7-8. С. 78-86.

6. *Красный В.А., Максаров В.В., Ольт Ю.* Применение полимерных композитных материалов в узлах трения скважинных нефтяных насосов // Записки Горного института. 2015. Т. 211. С. 71-79.

7. *Рогачев М.К., Александров А.Н.* Обоснование комплексной технологии предупреждения образования асфальтосмолопарафиновых отложений при добыче высокопарафинистой нефти погружными электроцентробежными насосами из многопластовых залежей // Записки Горного института. 2021. Т. 250. С. 596-605. DOI: 10.31897/PMI.2021.4.13

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

8. *Minette R.S., SilvaNeto S.F., Vaz L.A., Monteiro U.A.* Experimental modal analysis of electrical submersible pumps // Ocean Engineering. 2016. Vol. 124. P. 168-179. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2016.07.054

9. *Patil A., Delgado A., Yi Chen et al.* Mechanical Reliability of Electrical Submersible Pumps // China Academic Journal Electronic Pablishing Hous. 2018. Vol. 60. № 5. P. 69-77. DOI: 10.16492/j.fjjs.2018.05.0010

10. *Haiwen Zhu, Jianjun Zhu, Zulin Zhou et al.* Experimental Study of Sand Erosion in Multistage Electrical Submersible Pump ESP: Performance Degradation, Wear and Vibration // International Petroleum Technology Conference, 26-28 March 2019, Beijing, China. 2019. № IPTC-19264-MS. DOI: 10.2523/IPTC-19264-MS

11. *Haiwen Zhu, Jianjun Zhu, Risa Rutter, Hong-Quan Zhang.* Experimental Study on Deteriorated Performance, Vibration, and Geometry Changes of an Electrical Submersible Pump (EPS) under Sand Water Flow Condition // Journal of Energy Resources Technology. 2021. Vol. 143. Iss. 8. № 082104. DOI: 10.1115/1.4048863

12. *Changrui Bai, Dezhi Zheng, Hure R. et al.* The Impact of Journal Bearing Wear on an Electric Submersible Pump in Two-Phase and Three-Phase Flow // Journal of Tribology. 2019. Vol. 141. Iss. 5. № 051702. DOI: 10.1115/1.4042773

13. *Drozdov A.N.* Stand Investigations of ESP's and Gas Separator's Characteristics on GasLiquid Mixtures with Different Values of Free-Gas Volume, Intake Pressure, Foaminess and Viscosity of Liquid // SPE Annual Technical Conference and Exhibition, 19-22 September 2010, Florence, Italy. 2010. № SPE-134198-MS. DOI: 10.2118/134198-MS

14. *Saleh T.A., Sahi S.H., Mohamed L.S.* Corrosion of Electrical Submersible Pumps (ESP) In South Rumaila Oil Field // Iraqi Journal of Chemical and Petroleum Engineering. 2015. Vol. 16. № 1. P. 63-69.

15. *Ибрагимов Н.Г., Хафизов А.Р., Шайдаков В.В. и др.* Осложнения в нефтедобыче. Уфа: Изд-во Монография, 2003. 302 с.

16. *Shamkov A., Gorlov A.* Sand Influence Analysis on ESP Operation in Salym Petroleum Development. Effective Methods and Procedures for Sand Protection // SPE Russian Petroleum Technology Conference, 22-24 October 2019, Moscow, Russia. 2019. OnePetro, 2019. № SPE-196821-MS. DOI: 10.2118/196821-MS

17. *Бочарников В.Ф., Петрухин С.В., Петрухин В.В.* Экспериментальные исследования распределения вибрации по длине корпуса модуль-секции электроцентробежного насоса с частотно-регулируемым приводом // Нефтяное хозяйство. 2009. № 8. С. 80-82.

18. *Смирнов Н.И., Григорян Е.Е., Смирнов Н.Н.* Износ и вибрация насосных секций УЭЦН // Бурение и нефть. 2016. № 2. С. 52-56.

19. *Смирнов Н.И., Григорян Е.Е., Смирнов Н.Н.* Исследование особенностей вибрационного состояния насосных секций // Бурение и нефть. 2016. № 1. С. 23-27.

20. *Пахаруков Ю.В., Бочарников В.Ф., Петрухин С.В., Петрухин В.В.* Результаты экспериментальных исследований радиальной вибрации при использовании амортизаторов ступеней центробежного электронасоса // Нефтяное хозяйство. 2011. № 1. С. 99-101.

21. *Смирнов Н.И.* Трибологическая динамика центробежных насосов // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015. № 2. С. 32-36.

22. *Александров В.И., Собота И.* Вибродиагностика технического состояния грунтовых насосов // Записки Горного института. 2016. Т. 218. С. 242-250.

23. *Овчинников Н.П., Портнягина В.В., Дамбуев Б.И.* Установление предельного технического состояния пульпового насоса без разборки // Записки Горного института. 2020. Т. 241. С. 53-57. DOI: 10.31897/PMI.2020.1.53

24. *Parsi M., Najmi K., Najafifard F. et al.* A comprehensive review of solid particle erosion modeling for oil and gas wells and pipelines applications // Journal of Natural Gas Science and Engineering. 2014. Vol. 21. P. 850-873. DOI: 10.1016/j.jngse.2014.10.001

25. *Gülich J.F.* Centrifugal Pumps. Berlin: Springer, 2008. 957 p.

26. *Смирнов Н.И., Смирнов Н.Н., Прожега М.В.* Трибологические аспекты надежности центробежных насосов // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2007. № 3. С. 32-37.

27. *Marscher W.D.* How vibration levels are related to tribological failure in rotating machinery // MFPT 59 Conference, 19-21 April 2005, Virginia Beach, USA. 2005. 11 p.

28. *Childs D.W., Norrbin C.S., Phillips S.* A lateral rotordynamics primer on electric submersible pumps (ESPs) for deep subsea applications // Proceedings of the 43rd Turbomachinery & 30th Pump Users Symposia (Pump & Turbo 2014), 23-25 September, Houston, USA. 2014. DOI: 10.21423/R15K8Q

29. *Beck D., Nowitzki W., Shrum J.* Electric Submersible Pump ESP Vibration Characteristics Under Wear Conditions // SPE Gulf Coast Section Electric Submersible Pumps Symposium, 13-17 May 2019, Texas, USA. 2019. OnePetro, 2019. № SPE-194388-MS. DOI: 10.2118/194388-MS

30. *Salas K., Delgado A., Van Dam J. et al.* Rotordynamic Characterization of an Electric Submersible Pump Motor // Society of Petroleum Engineers (SPE), ESP Workshop, 22-26 April 2013, Houston, USA.

31. *Haiwen Zhu, Jianjun Zhu, Risa Rutter, Hong-Quan Zhang.* A Numerical Study on Erosion Model Selection and Effect of Pump Type and Sand Characters in Electrical Submersible Pumps by Sandy Flow // Journal of Energy Resources Technology. 2019. Vol. 141. Iss. 12. № 122004. DOI: 10.1115/1.4044941

32. *Ганиев Р.Ф.* Нелинейные резонансы и катастрофы. Надежность, безопасность и бесшумность. М.; Ижевск: Регулярная и хаотическая динамика, 2013. 592 с.

33. *Силаев Б.М.* Трибология деталей машин в маловязких смазочных средах. Самара: Изд-во Самарского государственного аэрокосмического университета, 2008. 264 с.

34. *Белкин А.П.* Моделирование вибросостояния и прогнозирование остаточного ресурса электродвигателей магистральных насосных агрегатов: Автореф. дис. … канд. тех. наук. Уфа: ИПЕЭР, 2010. 26 с.

***Авторы*: Н.И.Смирнов,** *канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник, https://orcid.org/0000-0001-8715-4149* (*Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН, Москва, Россия*), **А.Н.Дроздов,** *д-р техн. наук, профессор, drozdov_an@mail.ru, https://orcid.org/0000-0001-9509-203X* (*Российский университет дружбы народов имени Патриса Лумумбы, Москва, Россия*), **Н.Н.Смирнов,** *научный сотрудник, https://orcid.org/0000-0002-6002-3971* (*Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН, Москва, Россия*).

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0