

Моделирование вращения колонны насосных штанг при эксплуатации в искривленных и наклонно-направленных скважинах

Исаев А.А.

ООО УК «Шешмаойл», Альметьевск, Россия
isaeff-oil@yandex.ru

Аннотация

В данной статье рассматривается модель колонны насосных штанг в искривленной двуплечной скважине. Определено влияние интенсивности набора кривизны на обрывность штанг. В ходе работ получены значения частот собственных колебаний и резонансной частоты системы в зависимости от геометрических форм и размеров искривленного участка. На круговую частоту вращения существенно влияет масса приведенного диска. Испытания на стенде показали восстанавливающее усилие на планки центризатора, а также значения нагрузок на планки в зависимости от перемещения внешней трубы при достижении степени центрирования. Представлены выводы и рекомендации по применению новых центрирующих элементов.

Материалы и методы

Материалы: установка штанговых винтовых насосов, приведенный диск, скважина, центризатор с функциями подшипника, вертикальный стенд с электродвигателем и частотным преобразователем, горизонтальный стенд СИЦ-2 с трубным имитатором, вертикальный стенд испытания пружинных центризаторов СИЦ-2.

Методы: моделирование, математическая модель вращения штанг с отклонением от оси, определение частоты собственных крутильных колебаний штанг и резонансных колебаний.

Ключевые слова

штанговый винтовой насос, наклонно-направленный профиль, колонна насосных штанг, приведенный диск, момент инерции, жесткость, число оборотов

Для цитирования

Исаев А.А. Моделирование вращения колонны насосных штанг при эксплуатации в искривленных и наклонно-направленных скважинах // Экспозиция Нефть Газ. 2023. № 5. С. 78–83. DOI: 10.24412/2076-6785-2023-5-78-83

Поступила в редакцию: 30.06.2023

OIL PRODUCTION

UDC 622.276.53.054.4 | Original Paper

Simulation of a sucker rods string rotation during operation in curved and directional wells

Isaev A.A.

Management company "Sheshmaoil" LLC, Almet'yevsk, Russia
isaeff-oil@yandex.ru

Abstract

The paper considers a model of a sucker rod string in a curved two-branch wellbore. The effect of dogleg severity on rod breakage has been determined. The values of natural oscillation frequencies and resonant frequency of the system as a function of geometric shapes and dimensions of a curved section have been obtained in the course of the research. The mass of the eccentric disk significantly affects the angular speed. The bench tests have proved the restoring force on centralizer strips, as well as the values of loads on the strips depending on the movement of the outer pipe when the centering degree is reached. Conclusions and recommendations on application of new centering devices have been presented.

Materials and methods

Materials: progressive cavity pumping unit, eccentric disk, wellbore, centralizer with a bearing functions, vertical test bench with electric motor and frequency converter, horizontal test bench SITs-2 with a pipe simulator, vertical test bench SITs-2 for spring centralizers.

Methods: simulation, mathematical model of rod rotation deviating from the axis, determination of the frequency of natural torsional oscillations of rods and resonant oscillations.

Keywords

progressive cavity pump, directional wellbore profile, sucker rod string, reduced disc, moment of inertia, rigidity, number of revolutions

For citation

Isaev A.A. Simulation of a sucker rods string rotation during operation in curved and directional wells. Exposition Oil Gas, 2023, issue 5, P. 78–83. (In Russ). DOI: 10.24412/2076-6785-2023-5-78-83

Received: 30.06.2023

Введение

Многолетний опыт эксплуатации скважин с помощью установок штанговых винтовых насосов (УШВН) с приводом от вращающейся колонны штанг с 2003 года показал, что винтовые насосы являются одним из наиболее эффективных средств механизированной добычи высоковязкой нефти на месторождениях с низким коэффициентом продуктивности пласта, большим содержанием газа при высоком давлении насыщения [1].

Простота конструкции УШВН связана с отсутствием клапанов и сложных переходов, что значительно снижает гидравлические потери. Чем больше значение вязкости, тем меньше происходят перетоки через уплотнительные линии пары эластомер-ротатор, поэтому большого влияния вязкость на коэффициент подачи винтового насоса не оказывает.

Эксплуатация скважин с УШВН обусловлена недостаточным наличием высокоэффективных технических средств предупреждения или существенного снижения степени осложнений в эксплуатации УШВН, особенно в скважинах с высокой интенсивностью набора кривизны, что периодически приводит к снижению наработки установок и отбора скважинной жидкости из скважин [2, 3]. Таким образом, разработка новых технических средств для скважин, эксплуатирующихся с УШВН, является актуальной задачей.

В недостаточной степени проработан вопрос о моделировании движения колонны насосных штанг при эксплуатации в искривленных и наклонно-направленных скважинах, что осложняет нефтепромысловым службам понимание процесса вращения штанг в насосно-компрессорных трубах, а также алгоритма установки центрирующих устройств в колонне штанг. Для выявления частоты и влияния отказов на надежность УШВН были использованы методы статистического анализа.

Новизной данного исследования является способ моделирования движения колонны насосных штанг при эксплуатации в искривленных и наклонно-направленных скважинах. Разработанная математическая модель движения штанг с использованием приведенного диска в искривленном участке скважин позволяет определить опасное резонансное явление.

При эксплуатации искривленных скважин колонна насосных штанг принимает форму пространственной спирали или плоской синусоиды переменного шага. На скважинах с несколькими участками высокой интенсивности набора кривизны могут совпадать частоты вынужденных и собственных колебаний колонны насосных штанг, что приводит к повышению амплитуды колебаний, вибрации колонны насосных штанг. Интенсивность набора кривизны снижает наработку штанг. Авторами для повышения наработки УШВН предлагается применять новый центратор с трением сопряженных поверхностей.

Анализ эксплуатации УШВН

Основными причинами ремонтов скважин с УШВН являются обрывы насосных штанг и износ винтовой пары насоса [4, 5]. Так, за время эксплуатации УШВН в пяти добывающих компаниях ООО УК «Шешмаойл» (Республика Татарстан) произошли 175 обрывов насосных штанг. При вращении колонны насосных штанг возникают напряжения, которые рассчитываются приближенно, т.к. колонна штанг не является стержнем (валом) постоянного сечения из-за наличия муфт

и головок, необходимо учитывать силы трения и другие факторы. На колонну насосных штанг при вращении действуют:

- осевая сила растяжения от собственного веса штанг;
- давление жидкости;
- изгибающие нагрузки в искривленном стволе скважины;
- касательные напряжения.

В верхней части колонны штанг максимальных значений достигают касательные и растягивающие напряжения. Так, в АО «Кондурчанефть» обрывы штанг происходят на верхней 1/5 части штанговой колонны, в АО «Шешмаойл» — на 1/3, в АО «Иделойл» — на 2/5. Получается, что чем длиннее колонна насосных штанг, тем обрывы штанг происходят ближе к устью скважины. Чем больше интенсивность набора кривизны, так называемое «колени», тем удары штанг о насосно-компрессорные трубы (НКТ) происходят сильнее, поэтому в таких местах рекомендуется устанавливать центрирующие приспособления, желательны с функциями подшипников. Расстановка центраторов основана на размещении их подшипников в точках с максимальными радиальными нагрузками на штанги [6]. Высокая интенсивность искривления на участке набора или падения кривизны — параметр скважины, значение которого равно $2^\circ/10$ м и выше. Такой участок скважины называется «коленом».

Как видно из таблицы 1, высокая интенсивность наблюдается во всех компаниях и значительно влияет на обрывность штанги, частота обрывов возрастает с приближением штанг к «колену». Если рассмотреть расстояние ± 50 м между глубиной обрыва штанг и ближайшим расположением интенсивности $2^\circ/10$ м, то видим, что:

- в АО «Кондурчанефть» произошли 42 % обрыва штанг в пределах «колена»;
- в АО «Шешмаойл» — 45 % обрыва штанг;
- в АО «Иделойл» — 76 % обрыва штанг.

Самая сложная ситуация в плане частоты обрывов штанг вследствие высокой интенсивности приходится на АО «Иделойл», где при бурении скважин было как искусственное искривление, так и непреднамеренное (естественное), причем такое искривление встречалось часто. Необходимо отметить, что УШВН эксплуатируют в большинстве своем наклонно-направленные скважины, а не горизонтальные с преднамеренно-искусственным искривлением скважины. На скважинах с высокой интенсивностью обрывов штанг по муфтам не зафиксировано, в основном

штанги обрываются по телу, реже — по квадрату и резьбам [4, 6].

Для представления опасного резонансного явления при вращении штанг впервые разработана математическая модель движения штанг с использованием приведенного диска в искривленном участке скважины, а также показана реализация данной модели на фактическом промысловом материале. Наличие приведенного диска в составе колонны насосных штанг позволит снизить круговую частоту вращения насосных штанг, а также определить точку резонансных колебаний. Отсутствие приведенных дисков приводит к тому, что колонна штанг будет иметь максимальную частоту вращения, которая ниже, чем частота вынужденных колебаний штанговых колонн. В связи с тем, что длина колонны штанг значительно выше, чем, например, длина машиностроительных валов, время прохождения опасного резонанса будет намного больше, поэтому колонна насосных штанг долго находится в таком положении и подвергается ударному воздействию со стороны насосно-компрессорных труб.

Материалы и методы исследования

Стремление повысить наработку УШВН в искривленных скважинах понято как с экономической, так и технической стороны [6, 7].

Для этого, помимо уже существующих технических решений и опыта специалистов, необходимо вести работу в следующих направлениях:

1. Создать математическую модель штанговой колонны в искривленных скважинах.
2. Применять эффективные центрирующие устройства, устанавливаемые на насосных штангах.

Решение первого направления связано с применением приведенного диска с эксцентриситетом на колонне насосных штанг, что позволяет создать модель вращения штанг с отклонением от оси, что соответствует движению штанг в скважине. При вращении колонны штанг с угловой скоростью центр тяжести приведенного диска будет двигаться по окружности, что приведет к возникновению центробежной силы. Приведенный диск на штанге размещен в месте искривления. Приведенный диск учитывает искривление насосных штанг относительно вертикальной оси скважины. Определение момента инерции массы приведенного диска позволит определить жесткость штанговой колонны, круговую частоту вращения и число оборотов штанг при резонансе. Число приведенных

Табл. 1. Осредненные значения основных параметров скважин с обрывами насосных штанг

Tab. 1. Averaged values of the main parameters of wells with broken sucker rods

Параметр	АО «Кондурчанефть»	АО «Шешмаойл»	АО «Иделойл»
Глубина обрыва, м	263	309	377
Длина штанговой колонны, м	1 225	978	940
Максимальная интенсивность, $^\circ/10$ м	2,97	2,42	6,83
Глубина максимальной интенсивности, м	434	373	260
Интенсивность в месте обрыва штанги, $^\circ/10$ м	0,86	1,05	1,35
Длина от места обрыва штанг до кривизны $2^\circ/10$ м, м	105	132	67
Доля обрывов штанг возле кривизны $2^\circ/10$ м, %	42	45	76

дисков на колонне насосных штанг зависит от схемы перегибов. Основной метод в применяемом исследовании — определение частоты собственных крутильных колебаний штанг, причем в данной работе рассмотрена модель с двумя плечами («коленами»). Благодаря построению предложенной модели штанг с приведенными дисками и впервые примененных формул появляется возможность определить резонансные колебания, которые происходят при запуске и остановке колонн насосных штанг. В данной модели можно для каждой скважины, зная данные о кривизне скважины, путем увеличения массы и габаритных размеров приведенного диска определить круговые частоты вращения и числа оборотов насосных штанг при резонансных колебаниях.

Решение второго направления связано с разработкой, изготовлением и испытанием центраторов с дополнительными функциями подшипника. В связи с ограниченностью в габаритных размерах рассмотрены подшипники скольжения, в качестве центрирующих ребер использованы планки буровых фонарей, которые надежно фиксируются в разъемных полувкладышах. Испытания центраторов были проведены на следующих стендах:

- вертикальном стенде с электродвигателем и частотным преобразователем;
- горизонтальном стенде СИЦ-2 с трубным имитатором;
- вертикальном стенде испытания пружинных центраторов СИЦ-2.

Подробное описание расчета штанг при вращательном движении дано в [8, 9]. В статье [10] была представлена расчетная схема штанговых колонн с одним плечом, которая позволяет определить частоту собственных крутильных колебаний штанг. Выявлено, что наличие приведенного диска приводит к снижению круговой частоты вращения насосных штанг и числа оборотов штанг. Часто на практике скважины имеют несколько «колен» (плеч) [11], поэтому актуально рассмотреть расчетную схему и математическую модель крутильных колебаний насосных штанг в двух искривленных участках скважины (рис. 1, 2).

Расстояние от устья скважины А до приведенного диска D_1 соответствует a_1 , расстояние от D_1 до точки узлового сечения M — a_2 , расстояние от M до приведенного диска D_2 — b_2 , от D_2 до штангового винтового насоса B — b_1 . На участке АМ и МВ круговая частота вала определяется по формуле, идентичной одноплечной схеме:

- для участка АМ

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{C_1}{J_{D1} + K \times J_{Ш1}}}; \quad (1)$$

- для участка МВ

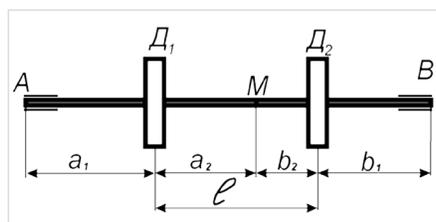


Рис. 1. Схема штанговой колонны с двумя приведенными дисками D_1 и D_2
Fig. 1. Diagram of a sucker rod string with two eccentric disks D_1 and D_2

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{C_2}{J_{D2} + K \times J_{Ш2}}}, \quad (2)$$

где K — коэффициент приведения массы, $K = 1/3$; J_D — момент инерции приведенного диска, $J_{Ш}$ — момент инерции штанг.

Моменты инерции штанг определяются по следующим формулам:

- для участка АМ

$$J_{Ш1} = \frac{\pi r_{Ш}^4}{2} (a_1 + a_2) \rho_{СТ};$$

- для участка МВ

$$J_{Ш2} = \frac{\pi r_{Ш}^4}{2} (b_1 + b_2) \rho_{СТ},$$

где $\rho_{СТ}$ — плотность стали насосной штанги, кг/м^3 .

Жесткость штанговой колонны:

- для участка АМ

$$C_1 = \frac{GJ_p}{a_1 + a_2},$$

где G — модуль сдвига, МПа; J_p — полярный момент инерции штанги с диаметром $d_{ш}$.

$$J_p = \frac{\pi d_{ш}^4}{32} = \frac{\pi r_{ш}^4}{2}.$$

- для участка МВ

$$C_2 = \frac{GJ_p}{b_1 + b_2}.$$

Приравнявая ω_1 и ω_2 , получим

$$\frac{C_1}{J_{D1} + K \times J_{Ш1}} = \frac{C_2}{J_{D2} + K \times J_{Ш2}}. \quad (3)$$

Учитывая, что $a_2 + b_2 = l$, формула (3) будет иметь следующий вид:

$$\frac{GJ_p}{(a_1 + a_2)(J_{D1} + K \times J_{Ш1})} = \frac{GJ_p}{(b_1 + l - a_2)(J_{D2} + K \times J_{Ш2})},$$

отсюда

$$a_2 = \frac{(b_1 + l)z_2 - a_1z_1}{z_1 + z_2}, \quad (4)$$

где $z_1 = J_{D1} + K \times J_{Ш1}$; $z_2 = J_{D2} + K \times J_{Ш2}$.

Круговая частота колебаний окончательно будет иметь вид

$$\omega = \sqrt{\frac{GJ_p}{(a_1 + a_2)(J_{D1} + K \times J_{Ш1})}},$$

где a_2 определяется из (4).

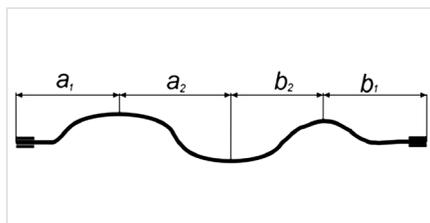


Рис. 2. Модель колонны насосных штанг в искривленной двуплечной скважине
Fig. 2. A model of a sucker rod string in a curved two-branch well

Результаты расчета модели колонны насосных штанг для конкретной скважины

Рассмотрим применение вышеуказанных формул на практическом примере, по данным скв. 3633 АО «Иделойл» (рис. 3), эксплуатирующей башкирский ярус Дачного месторождения. На скв. 3633 произошло 12 обрывов штанг по телу за два года эксплуатации с УШВН, средняя глубина обрыва штанг составляет 287 м, причем 11 обрывов штанг были на расстоянии в среднем 8 м от места максимальной интенсивности кривизны $2^\circ/10$ м, т.е. на примере данной скважины показано, насколько влияет интенсивность кривизны на обрывность штанг. Максимальная интенсивность на скв. 3633 составляет $2,39^\circ/10$ м на глубине 250 м, средняя интенсивность в местах обрыва штанг — $1,85^\circ/10$ м.

Влияние искривленных участков на крутильные колебания штанговых колонн предлагается учесть заменой этих участков прямолинейным стержнем достаточно большой протяженности с посадкой на них в центре участков виртуальных (приведенных) дисков. Наиболее сложным для такой модели, приводящим к реальным результатам, является определение исходных характеристик дисков, таких как их масса и момент инерции. Для решения этой проблемы допускается, что радиус кривизны в искривленных участках определяется как радиус дуги окружности в виде сопряжения двух ветвей прямых, обеспечивающих плавность перехода от одной ветви в другую. Расстояние между точками касания соответствует длине штанг в первом приближении, на основании чего определяется масса приведенного диска. В дальнейшем, варьируя радиусом дуги окружности, анализируется влияние полученных характеристик на результаты колебательного процесса. В отличие от случая крутильного колебания машиностроительных валов с незначительной длиной, массу которых в сравнении с массой дисков можно не учитывать. В случае колебания штанговой колонны распределенная масса, которая имеет значительную величину, должна учитываться. Для этого масса

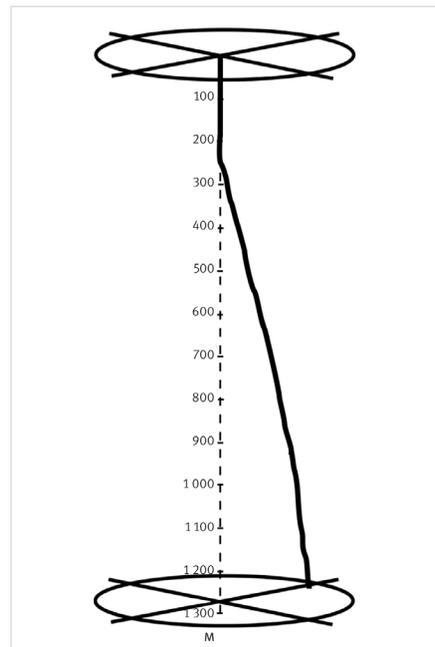


Рис. 3. Аксонометрия скв. 3633 АО «Иделойл»
Fig. 3. Axonometric view of the well № 3633 of «Ideloil» JS

Табл. 2. Расчетные данные по скв. 3633 АО «Иделойл»
 Tab. 2. Calculated data for the well № 3633 of «Ideloil» JSC

Диаметр насосной штанги, мм	Круговая частота вращения 2 $\pi\omega$, с ⁻¹	Жесткость математической модели с приведенными дисками	«Резонансная» частота вращения, об/мин
19	0,46	0,51	4,41
22	0,62	0,92	5,91
25	0,8	1,53	7,63

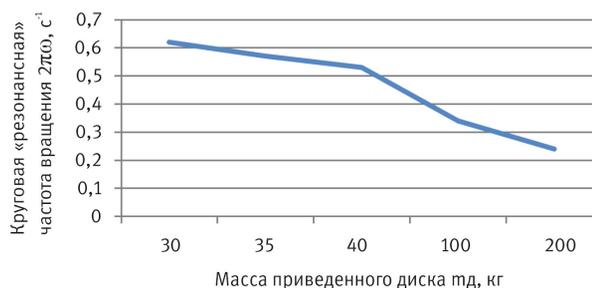


Рис. 4. Влияние массы верхнего приведенного диска на круговую частоту вращения по скв. 3633
 Fig. 4. Effect of the upper eccentric disk weight on angular frequency in the well № 3633

колонны штанг заменяется сосредоточенной массой, которая переносится к точке подвеса дисков. При этом допускается, что величина такой массы пропорциональна величине истинной массы.

Коэффициент пропорциональности для определения величины истинной массы называется коэффициентом приведения массы.

При вращении дисков D_1 и D_2 в противоположных друг другу направлениях будет существовать некоторое сечение с центром в точке М, угол поворота которого из условия равновесия равняется нулю. Тогда участки стержня АМ и МВ будут иметь одинаковую частоту собственных колебаний, и каждый из этих участков может рассматриваться как одноплечная система. Сечение стержня, в центре которого находится точка М, называется узловой или мертвой точкой. Таким образом, решение задачи по определению частот собственных колебаний системы с двумя искривленными участками сводится к определению местонахождения точки М.

При появлении «колена» в штанговой колонне частота собственных колебаний в сравнении с прямолинейной колонной будет меньше, т.е. резонансная частота системы в зависимости от геометрических форм и размеров искривленного участка должна снижаться существенно. При сравнении частот свободных крутильных колебаний с резонансной частотой в местах искривлений происходит торможение вследствие соприкосновения штанг к НКТ. Насосная штанга подвергается ударному воздействию со стороны НКТ, причем это может произойти как при запуске наземного привода, так и при его остановке, т.к. мгновенный набор вращения или мгновенная остановка колонны штанг не могут иметь место.

При появлении «колена» в штанговой колонне присутствует резонанс, после прохождения которого резонансный момент пропадает. В этих местах («коленах») происходит

торможение. При прохождении точки резонанса штанги подвергаются ударному воздействию со стороны НКТ, причем это может произойти как при запуске наземного привода, так и при его остановке. Находящаяся в сложном напряженном состоянии штанга после таких ударных воздействий может оборваться, т.к. такое закручивание (с вибрацией) для штанги не предусмотрено, т.е. она спроектирована без учета этих воздействий. Если штанга расположена вертикально и прямолинейно, то резонанс будет выше фактической частоты вращения.

Число оборотов штанг с приведенными дисками является не фактическим числом оборотов самих штанг, а «резонансным», или частотой собственных крутильных колебаний. Если в каких-либо сечениях обычного вала разместить два приведенных диска, раскрутить их в противоположном направлении и отпустить, то вал будет колебаться частотой так называемых собственных крутильных колебаний. Для разделения частоты вращения колонны насосных штанг от частоты вращения колонны по предлагаемой математической модели с приведенными дисками последнюю частоту примем как «резонансную» частоту вращения.

Расчеты математической модели на основании данных по скв. 3633 показывают, что:

- основные расчетные параметры, необходимые для функционирования математической модели, растут при увеличении диаметра насосной штанги (табл. 2);
- при вращении штанг по предлагаемой модели, когда частота собственных колебаний достигнет 4,41 (5,91 либо 7,63) об/мин, в зависимости от диаметра штанги, то в таком случае штанга входит в зону резонанса;
- при перемещении точки М к точке В, например, на 200 м, «резонансная» частота вращения модели уменьшается на 30 %, и наоборот, при перемещении

точки М к точке А «резонансная» частота вращения модели увеличивается;

- при перемещении точки М к точке А на 100 м «резонансная» частота вращения увеличивается на 30 %, дополнительное перемещение точки М на 80 м увеличивает «резонансную» частоту вращения более чем в 3 раза, жесткость математической модели при этом увеличивается во много раз;
- увеличение массы приведенного диска приводит к снижению «резонансной» частоты вращения (рис. 4).

Сравнение одноплечей и двуплечей схемы математической модели штанговой колонны показывает, что добавление второго приведенного диска, т.е. создание дополнительного искривленного участка, приведет к многократному снижению «резонансной» частоты вращения и жесткости математической модели.

Применение центраторов в составе колонны насосных штанг

С целью снижения негативного влияния интенсивности кривизны и наличия «колен» в скважине с УШВН необходимо применять центраторы, которые предназначены также для центрирования колонны насосных штанг при вращении в насосно-компрессорных трубах. Применение центраторов позволит снизить количество ремонтов скважин, связанных с обрывами штанг и истиранием труб НКТ и штанг. По теме НИОКР «Разработка центраторов для насосных штанг» в отделе инноваций и экспертизы ООО УК «Шешмайл» разработаны центраторы ЦШНП, представляющие собой подшипник скольжения с центрирующими ребрами (планками), напоминающие буровой фонарь (рис. 5).

На тело насосной штанги 1 установлены нижний 2 и верхний 3 упорные разъемные ограничители хода центратора, которые состоят из разъемных полуутолков и стянуты между собой крепежными деталями. Рекомендуется центратор с ограничителями устанавливать на короткую штангу длиной 0,5...1,5 м. Между ограничителями на насосной штанге размещен центратор, который состоит из нижнего 4 и верхнего 5 разъемных полувкладышей, стянутых через монтажные отверстия крепежными деталями. В полувкладыши установлены центрирующие ребра 6 диаметром 73,2 мм, выполненные в форме упругих дугообразных планок заданного профиля и сечения, количество которых должно быть не менее трех. Центрирующие ребра 6 на концевых участках имеют сгибы, входящие в пазы нижних разъемных полувкладышей. Нижние разъемные полувкладыши являются подшипниками скольжения.

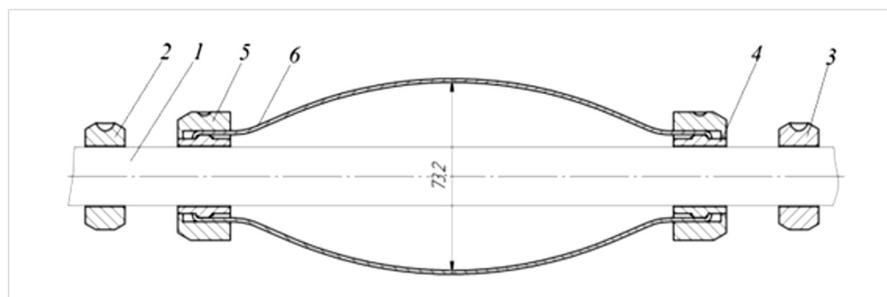


Рис. 5. Центратор для УШВН
 Fig. 5. A centralizer for a PCP unit

Табл. 3. Значения нагрузок на планки в зависимости от перемещения внешней трубы при достижении степени центрирования 67 %
 Tab. 3. Loads on the strips depending on the movement of the outer pipe when the centering degree of 67 % is obtained

№ планки	Нагрузка, кН								
	Перемещение, мм								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	0,31	0,39	0,48	0,56	0,64	0,72	0,83	1,08	2,12
1–2	0,29	0,45	0,57	0,71	0,76	0,88	1,02	1,28	1,49
2	0,16	0,28	0,35	0,42	0,50	0,59	0,67	0,90	2,19
2–3	0,24	0,43	0,55	0,64	0,73	0,88	1,12	1,45	2,33
3	0,26	0,34	0,41	0,48	0,55	0,66	0,78	1,02	1,36
3–4	0,27	0,37	0,49	0,58	0,64	0,72	0,89	1,10	1,31
4	0,17	0,28	0,35	0,42	0,49	0,61	0,74	0,93	1,57
4–5	0,24	0,39	0,51	0,66	0,75	0,87	1,17	1,61	2,43

Применение центрирующих ребер обеспечит концентричное размещение насосных штанг в насосно-компрессорных трубах и предотвратит прилегание насосных штанг к стенкам НКТ. Наружный диаметр центрирующих ребер в свободном состоянии больше внутреннего диаметра насосно-компрессорных труб.

Принцип работы центризатора заключается в следующем. Перед монтажом в скважину на насосные штанги 1 устанавливаются нижние 2 и верхние 3 упорные разъемные ограничители, после чего между ними устанавливается центризатор. Возможен вариант установки центризатора на короткую штангу непосредственно на заводе, и поставка центризатора в таком случае будет в сборе. При прохождении через различные диаметры НКТ, обусловленные толщиной их стенки, центрирующие ребра деформируются, перемещаются в радиальном направлении и вместе с насосными штангами проходят дальше. Сила упругости центрирующих ребер 6 устанавливает насосные штанги 1 по центру НКТ. При извлечении центризатора на поверхность центрирующие ребра возвращаются в первоначальное положение.

Согласно утвержденной Программе и методике испытаний центризаторов ЦШНП-22-73 были проведены положительные испытания центризаторов ЦШНП на испытательных стендах (рис. 6).

Восстанавливающее усилие, направленное перпендикулярно в сторону продольной оси центризатора, определили на горизонтальном стенде. В трубном имитаторе проводилось приложение нагрузки с определением прогиба до получения минимального значения восстанавливающего усилия. Таким образом, испытания планок центризатора ЦШНП проводили в разных положениях (табл. 3).

Благодаря таким центризаторам появляется возможность эксплуатации горизонтальных и сильно искривленных скважин, в связи с чем можно увеличить производительность или получить доступ к труднодоступным продуктивным зонам. В марте 2023 г. центризаторы ЦШНП были внедрены в количестве 4 штук на одной скважине, установлены в местах наибольшей интенсивности 2,5÷2,8°/10 м. Проводится мониторинг работы центризаторов.

Итоги

При проведении расчетов для скважины с двумя искривленными участками впервые применены приведенные диски в качестве отклонителя насосных штанг от вертикальной оси, ось дисков не совпадает с осью скважины. Согласно разработанной расчетной схеме штанговых колонн, жесткость штанговой колонны возрастает с увеличением диаметра штанги, круговая частота вращения штанг также возрастает. Резонансное число оборотов возрастает пропорционально увеличению частоты вращения. На модель искривления штанг в скважине влияют масса и размеры приведенного диска. Применение центризаторов в составе штанговой колонны позволит снизить опасные резонансные колебания и повысит наработку штанговой винтовой насосной установки.

Выводы

- Высокая интенсивность искривления значительно влияет на обрывность штанги, часто обрывы штанг происходят возле «колен» с интенсивностью 2°/10 м и более.
- Впервые предложена расчетная схема и математическая модель крутильных колебаний насосных штанг в двух искривленных участках скважины с двумя приведенными дисками.
- Увеличение размеров и массы приведенных дисков, количества приведенных дисков, приближение искривленных участков к винтовому насосу приводит к снижению круговой частоты вращения и жесткости штанговой колонны математической модели.
- Разработанный в отделе инноваций и экспертизы ООО УК «Шешмаойл» центризатор ЦШНП повышает надежность колонны насосных штанг, приводя их в необходимую соосность по отношению к насосно-компрессорным трубам.

Литература

1. Isaev A.A., Aliev M.M.O., Drozdov A.N., Gorbyleva Y.A., Nurgalieva K.S. Improving the efficiency of curved wells' operation by means of progressive cavity pumps. Energies, 2022, vol. 15, issue 12, 4259, 14 p. (In Eng).
2. Sathyamoorthy S., Steyn A., McGilvray J., Fuchs H., Ainebyona B., Kyomugisha P., Vijapurapu, S., Kagga N., Rindfuss R., Basiima D. First application of progressing cavity pumps for appraisal well testing

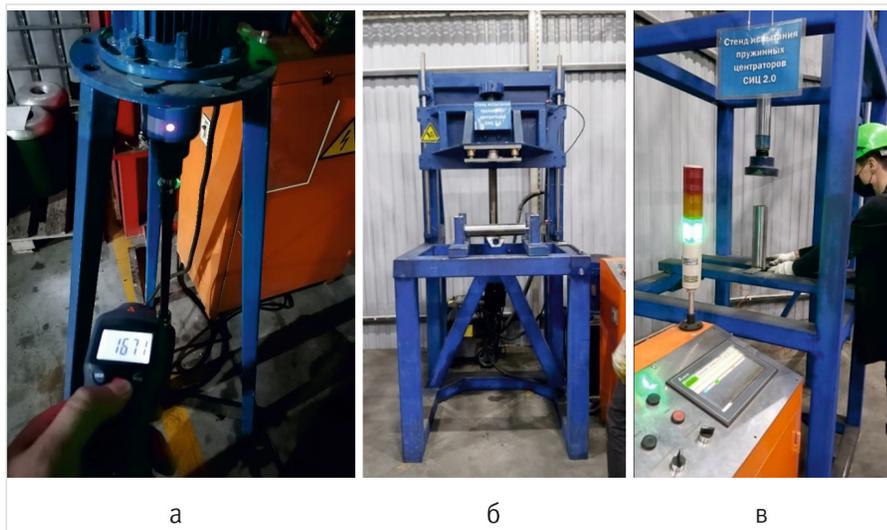


Рис. 6. Испытание центризатора ЦШНП на: а — вертикальном стенде с электродвигателем и частотным преобразователем; б — горизонтальном стенде СИЦ-2 с трубным имитатором; в — вертикальном стенде испытания пружинных центризаторов СИЦ-2
 Fig. 6. Testing the TsShNP centralizers: а – on a vertical test bench with electric motor and frequency converter; б – on the horizontal test bench SITS-2 with a pipe simulator; в – on a vertical bench SITS-2 for testing bow spring centralizers

- in the Ugandan albertine Graben Basin. SPE Production & Operations, 2013, vol. 28, issue 1, P. 85–94. (In Eng).
- Petrov A., Mikhaylov A., Litvinenko K., Ramazanov R. Artificial lift practice for heavy oil production with sand control. SPE Russian oil and gas technical conference and exhibition, Moscow, Russia, 26–28 October 2010, SPE-135973-MS. (In Eng).
 - Исаев А.А., Архипов К.И. Анализ эксплуатации скважин, оборудованных установками винтовых штанговых насосов с наземными приводами: проблемы, пути решения // Ученые записки Альметьевского государственного нефтяного института. Том VIII. Альметьевск: Альметьевский государственный нефтяной институт, 2010. С. 77–84.
 - Isaev A.A., Takhautdinov R.Sh., Arkhipov K.I. Increase of oil recovery factor of hard-to-recover oil formations. SPE Russian oil and gas technical conference and exhibition, Moscow, Russia, 26–28 October 2010, SPE-135943-MS. (In Eng).
 - Исаев А.А. Разработка штанговых лопаток для винтовых насосных установок при эксплуатации осложненных скважин: Диссертация. Уфа: УГНТУ, 2016. 126 с.
 - Wittrisch Ch., Cholet H. Progressing cavity pumps. Paris: Editions Technip, 2013, 224 p. (In Eng).
 - Isaev A.A., Aliev M.M.O., Takhautdinov R.Sh., Malykhin V.I., Sharifullin A.A. The results implementation of a set of measures to enhance the production efficiency of high-viscosity oil. SPE Annual Caspian technical conference, Baku, Azerbaijan, 2019, October 16–18, SPE-198416-MS. (In Eng).
 - Исаев А.А. Силы, возникающие при кручении насосных штанг // Нефть. Газ. Новации. 2019. № 10. С. 83–87.
 - Исаев А.А., Алиев М.М., Шарифуллин А.А. Расчет нагрузок на вращающуюся штанговую колонну в искривленных нефтяных скважинах // Нефтепромысловое дело. 2020. № 2. С. 61–65.
 - Исаев А.А., Тахаудинов Р.Ш., Архипов К.И. Способы снижения нагрузок на штанговую колонну установки винтового штангового насоса с наземным приводом // Нефть, газ и бизнес. 2010. № 6. С. 83–87.
 - Патент РФ на изобретение № 2523267, МПК E21B 17/10. Насосная штанга с центрирующим элементом. Исаев А.А., Тахаудинов Р.Ш., Валиев Р.Ф. — заявитель и патентообладатель ООО НПО «Инновация» № 2013117775, заявл. 17.04.13; опубл. 20.07.14. Бюл. № 20.

ENGLISH

Results

For the first time ever, eccentric disks were used as a diverter of sucker rods from the vertical axis when making calculations for a well with two curved sections, the axis of disks does not coincide with the axis of the well. According to the developed design layout of sucker rod strings, the rigidity of a sucker rod string increases when the diameter of the sucker rod increases, and the angular frequency of sucker rods also increases. The resonant number of rotations increases in proportion to the increment of angular frequency. The pattern of rod curvature in the wellbore is affected by the weight and size of the eccentric disk. Using centralizers as a part of the rod string will help reduce hazardous resonant vibrations and increase the operating time of the PCP unit.

Conclusions

- High dogleg severity significantly contributes to rod breakage;

References

- Isaev A.A., Aliev M.M.O., Drozdov A.N., Gorbyleva Y.A., Nurgaliev K.S. Improving the efficiency of curved wells' operation by means of progressive cavity pumps. Energies, 2022, vol. 15, issue 12, 4259, 14 p. (In Eng).
- Sathyamoorthy S., Steyn A., McGilvray J., Fuchs H., Ainebyona B., Kyomugisha P., Vijapurapu S., Kagga N., Rindfuss R., Basiima D. First application of progressing cavity pumps for appraisal well testing in the Ugandan albertine Graben Basin. SPE Production & Operations, 2013, vol. 28, issue 1, P. 85–94. (In Eng).
- Petrov A., Mikhaylov A., Litvinenko K., Ramazanov R. Artificial lift practice for heavy oil production with sand control. SPE Russian oil and gas technical conference and exhibition, Moscow, Russia, 26–28 October 2010, SPE-135973-MS. (In Eng).
- Isaev A.A., Arkhipov K.I. Analysis of operation of wells equipped with screw rod pump units with surface drives: problems, solutions. Scientific notes of Almeteyevsk state petroleum institute. Vol. VIII. Almeteyevsk: Almeteyevsk state petroleum institute Publ., 2010, P. 77–84. (In Russ).
- Isaev A.A., Takhautdinov R.Sh., Arkhipov K.I. Increase of oil recovery factor of hard-to-recover oil formations. SPE Russian oil and gas technical conference and exhibition, Moscow, Russia, 26–28 October 2010, SPE-135943-MS. (In Eng).
- Isaev A.A. Development of sucker-rod blades for screw pumping units during operation of complicated wells. Diss. Ufa, UGNTU Publ, 2016, 126 p. (In Russ).
- Wittrisch Ch., Cholet H. Progressing cavity pumps. Paris: Editions Technip, 2013, 224 p. (In Eng).
- Isaev A.A., Aliev M.M.O., Takhautdinov R.Sh., Malykhin V.I., Sharifullin A.A. The results implementation of a set of measures to enhance the production efficiency of high-viscosity oil. SPE Annual Caspian technical conference, Baku, Azerbaijan, 2019, October 16–18, SPE-198416-MS. (In Eng).
- Isaev A.A. The forces caused by the rotation of sucker rods. Neft. Gas. Novacii, 2019, issue 10, P. 83–87. (In Russ).
- Isaev A.A., Aliev M.M., Sharifullin A.A. Calculation of loads on a rotating rod string in deviated oil wells. Oilfield Engineering, 2020, issue 2, P. 61–65. (In Russ).
- Isaev A.A., Takhautdinov R.Sh., Arkhipov K.I. Ways to reduce loads on the sucker-rod string of a ground-driven screw sucker-rod pump installation. Oil, Gas and Business, 2010, issue 6, P. 83–87. (In Russ).
- Isaev A.A., Takhautdinov R.Sh., Valiev R.F. Pump rod with centring element. Russian patent for invention № 2523267. Int. Cl. E21B 17/10. Applicant and patent holder ООО НПО «Инновация» № 2013117775, Applied. 17.04.13; Publ. 20.07.14. Bul. № 20. (In Russ).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ | INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Исаев Анатолий Андреевич, к.т.н., ведущий инженер отдела инноваций и экспертизы, ООО УК «Шешмаойл», Альметьевск, Россия
Для контактов: isaeff-oil@yandex.ru

Isaev Anatoliy Andreevich, ph.d in engineering sciences, lead engineer at the department for innovations and examination, Management company “Sheshmaoil” LLC, Almeteyevsk, Russia
Corresponding author: isaeff-oil@yandex.ru