

## АНАЛИЗ ПРИЧИН ОТКАЗОВ ПРИВОДА СКВАЖИННЫХ ШТАНГОВЫХ НАСОСОВ

### ANALYSIS OF THE REASONS FOR FAILURES OF THE DRIVE OF THE BOREHOLDER RODS

**В. П. Жулаев**  
**Valeriy P. Zhulaev**

Уфимский государственный  
нефтяной технический  
университет,  
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum  
Technological University,  
Ufa, Russian Federation

**Н. С. Шайжанов**  
**Nursultan S. Shaizhanov**

Уфимский государственный  
нефтяной технический  
университет,  
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum  
Technological University,  
Ufa, Russian Federation

**А. О. Борисов**  
**Aleksandr O. Borisov**

Уфимский государственный  
нефтяной технический  
университет,  
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum  
Technological University,  
Ufa, Russian Federation

В настоящее время эксплуатация нефтяных залежей Западной Сибири характеризуется уменьшением количества добываемой нефти, снижением пластового давления и притока жидкости к скважине. Большая глубина спуска насоса при одновременном увеличении кривизны ствола и угла наклона ствола скважины в процессе подъема жидкости с повышенным содержанием механических примесей существенно увеличивает нагрузки на элементы установки скважинного штангового насоса.

Аварийность установок определяется совокупностью технологических факторов, оказывающих влияние на частоту отказов станка-качалки. Проанализированы результаты эксплуатации малодебитных скважин штанговыми насосными установками в условиях нефтяных месторождений Западной Сибири. Для оценки влияния технологических факторов на аварийность станков-качалок проведен регрессионный анализ данных по их отказам. По результатам регрессионного анализа установлена взаимосвязь содержания воды в продукции скважины (обводненность), нагрузок на полированный шток колонны штанг и частоты отказов привода скважинного штангового насоса. Установлено, что основную долю отказов составляют отказы станка-качалки, включая трансмиссию, редуктор и кривошипно-шатунный механизм.

Одним из неблагоприятных факторов в работе станка-качалки является неравномерность усилия на головке балансира в процессе перемещения полированного штока из крайнего нижнего положения в крайнее верхнее. Для уменьшения неравномерности нагрузки на электродвигатель станка-качалки, а также затрат электроэнергии предлагается дополнительная устьевая система уравнивания, которая позволяет нагрузить устьевой шток вертикальной силой, постоянно направленной вверх.

В процессе эксплуатации станка-качалки имеют место потери энергии при ее передаче от двигателя к преобразующему механизму, обусловленные проскальзыванием ремней вследствие ослабления их натяжения. Для предотвращения ослабления натяжения ремней предложен механизм, в котором изменением угла наклона платформы электродвигателя регулируется межосевое расстояние между шкивами двигателя и редуктора станка-качалки.

#### Ключевые слова

анализ; гистограмма; дебит;  
добыча; коэффициент; критерий;  
месторождение;  
механизм натяжения; модель;  
нагрузка; надежность; насос;  
отказ; привод; регрессия;  
скважина; станок-качалка;  
уравнение; уравнивание;  
установка;  
устройство; эксплуатация

Currently, the operation of oil deposits in Western Siberia is characterized by a decrease in the amount of oil produced, a decrease in reservoir pressure and fluid flow to the well. The large depth of the pump descent while simultaneously increasing the curvature of the wellbore and the angle of inclination of the wellbore in the process of raising the fluid with a high content of mechanical impurities significantly increases the load on the elements of the well pumping unit.

The failure rate of installations is determined by a combination of technological factors influencing the frequency of failures of the pumping unit. The results of the operation of low-yield wells by sucker-rod pumping units in the conditions of oil fields in Western Siberia are analyzed. To assess the impact of technological factors on the accident rate of pumping machines, a regression analysis of data on their failures was carried out. According to the results of the regression analysis, the interdependence of the water content in the well production (water cut), the loads on the polished rod string and the failure rate of the drive of the well pump is found. It has been established that the main share of failures is made by the failures of the pumping unit, including the transmission, gearbox and crank mechanism.

One of the unfavorable factors in the operation of the pumping unit is the unevenness of the force on the balancer head in the process of moving the polished rod from the lowest position to the highest one. To reduce the unevenness of the load on the electric motor of the pumping unit, as well as the cost of electricity, an additional wellhead equilibration system is proposed, which allows the wellhead rod to be loaded with a vertical force constantly pointing upwards.

During the operation of the pumping unit, there is a loss of energy while transferring it from the engine to the conversion mechanism, caused by the slippage of the belts due to the loosening of their tension. To prevent the belts from loosening, a mechanism in which the axial distance between the motor pulleys and the pumping unit gearbox is adjusted by changing the angle of the motor platform is proposed.

На современном этапе разработка нефтяных месторождений характеризуется неблагоприятной геолого-технологической структурой запасов, из которых до 65 % составляет доля трудноизвлекаемых. Вследствие такого положения уменьшается дебит добывающих скважин. Наиболее распространенными стали установки скважинных штанговых насосов (УСШН). Данными установками оборудованы порядка 60 % нефтяных скважин. Простота конструкции, высокая степень надежности, возможность ремонта в полевых условиях определяют их преимущества по сравнению с другими типами установок. При небольших подачах скважинные штанговые насосы (СШН) имеют более высокий коэффициент полезного действия (КПД) по сравнению с насосами других типов [1, 2].

УСШН включают трансмиссию, двигатель, насос, преобразующий механизм. Двигатель, трансмиссия и механизм, преобразующие вращательное движение в поступательное, обеспечивают работу привода насоса (ПСШН). Привод позволяет изменять режим эксплуатации посредством регулирования длины хода плунжера насоса, а также числа

### Key words

analysis; bar chart; debit; production; coefficient; criterion; field; tension mechanism; model; load; reliability; pump; failure; drive unit; regression; well; rocking machine; equation; balancing; unit; device; exploitation

качаний. Из различных видов ПСШН наибольшее распространение получили станки-качалки (СК) [2, 3].

В настоящее время для нефтяных месторождений Западной Сибири, расположенных на глубине 3000–3500 м, характерно сокращение запасов нефти. Это обусловлено уменьшением пластового давления и, как следствие, низкой производительностью скважины. При больших глубинах возрастает количество искривленных участков скважины, в которых колонна насосных штанг работает в режиме полусухого трения. Увеличение кривизны скважины является одной из причин увеличения нагрузок в элементах УСШН [4].

Присутствие механических примесей в продукции скважины наряду с ростом глубины спуска насоса, кривизной и углом наклона ствола также способствует осложнению процесса добычи нефти и росту нагрузок в элементах привода СШН.

Выход из строя УСШН определяется совокупностью одновременного действия нескольких технологических факторов, что в конечном итоге определяет частоту отказов станка-качалки. Данный процесс представляется

уравнением регрессии с множеством факторов, которое позволяет оценить влияние каждого отдельного фактора на частоту отказов привода.

При анализе отказов элементов привода штангового насоса в качестве независимых переменных были приняты технологические факторы, приведенные в таблице 1.

Оценить частоту возникновения аварий (Y) в зависимости от перечисленных выше факторов возможно с помощью математической модели вида

$$Y = b_0 + \sum_{i=1}^N b_i X_i.$$

Среди переменных  $X_1, X_2, X_3$  наиболее значима  $X_2$ . Переменные  $X_5$  и  $X_6$  исключаются ввиду недостаточной информативности.

Полученное уравнение регрессии имеет вид:

$$Y = -3,68 + 18,5 X_{11} + 0,0013 X_1 + 0,91 X_3 + 0,737 X_7 + 0,199 X_8 + 0,3016 X_{10} + 0,085 X_{12}.$$

По результатам анализа входных данных с помощью программного пакета коэффициент детерминации ( $R_2$ ) составил 0,56. При этом критерий Фишера (F-критерий) имел величину 13,38. Вероятность ошибки для данного критерия составила менее 0,05. Таким образом, подтверждается линейная зависимость результативного и факторного признаков, а также значимость регрессии.

Результаты расчетов коэффициентов данного уравнения представлены в таблице 2.

**Таблица 1.** Технологические факторы, влияющие на аварийность СК

| Фактор   | Наименование   |
|----------|--|
| $X_1$    | $L$ — глубина подвески насоса, м                                 |
| $X_2$    | $Q_{ж}$ — общая производительность скважины, м <sup>3</sup> /сут |
| $X_3$    | $B$ — обводненность, д.ед.                                       |
| $X_4$    | $Q_n$ — производительность по нефти, м <sup>3</sup> /сут         |
| $X_5$    | $H_0$ — динамический уровень жидкости, м                         |
| $X_6$    | $P_3$ — давление газа в скважине, атм                            |
| $X_7$    | $S$ — ход полированного штока, м                                 |
| $X_8$    | $n$ — частота качаний, 1/мин                                     |
| $X_9$    | $P_{min}$ — нагрузка на головку балансира при ходе вниз, T       |
| $X_{10}$ | $P_{max}$ — нагрузка на головку балансира при ходе вверх, T      |
| $X_{11}$ | $D$ — диаметр плунжера насоса, м                                 |
| $X_{12}$ | $P_{max} - P_{min}$ — разность нагрузок, T                       |

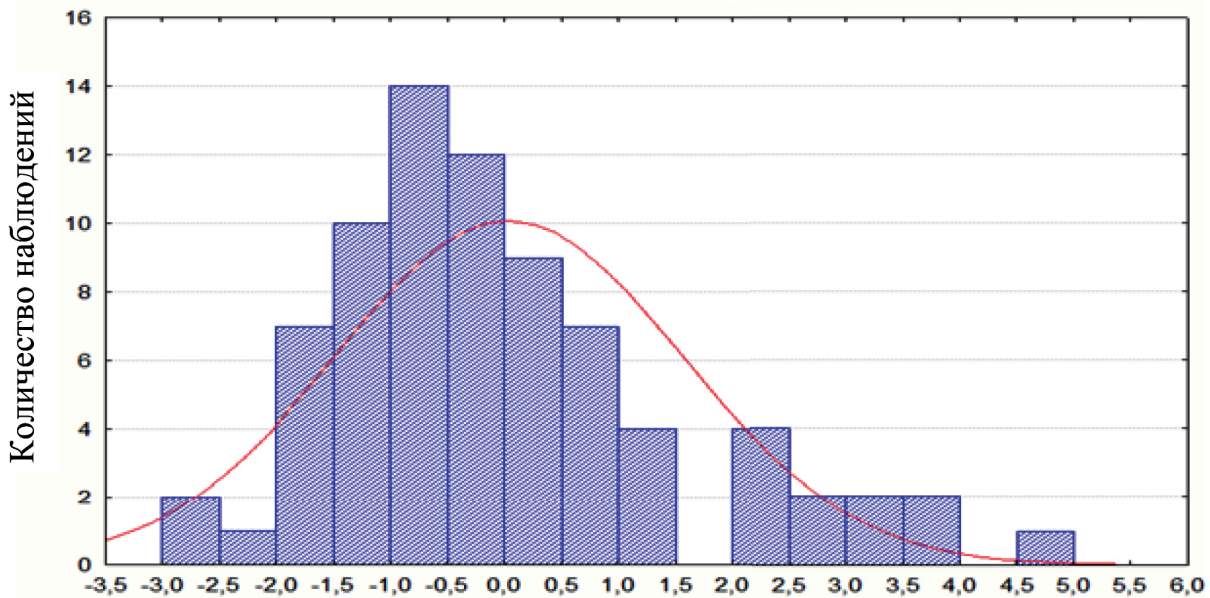
**Таблица 2.** Результаты расчетов коэффициентов для уравнения регрессии

| Фактор   | Бета-коэффициент | Коэффициент уравнения регрессии | Критерий Стьюдента | Уровень вероятности |
|----------|------------------|---------------------------------|--------------------|---------------------|
| $X_{11}$ | 0,108149         | 0,0556                          | 0,88083            | 0,381469            |
| $X_1$    | 0,191123         | 0,0013                          | 1,62402            | 0,108931            |
| $X_3$    | 0,306978         | 0,0273                          | 3,43746            | 0,000999            |
| $X_7$    | 0,363292         | 2,2108                          | 4,25315            | 0,000065            |
| $X_8$    | 0,272286         | 0,5971                          | 3,19670            | 0,002098            |
| $X_{10}$ | 0,252887         | 0,9047                          | 1,57556            | 0,119702            |
| $X_{12}$ | 0,049915         | 0,2557                          | 0,33508            | 0,738581            |

По оценке бета-коэффициентов можно определить факторы, существенно влияющие на частоту возникновения аварийных ситуаций. Бета-коэффициенты считаются более информативными по сравнению с коэффициентами уравнения регрессии, что обусловлено их независимостью от единиц измерений определяющих факторов. В нашем случае максимальные значения имели коэффициенты  $X_3, X_7, X_8$ , которые являются значимыми для полученного уравнения.

Для каждого из рассматриваемых факторов приведены критерий Стьюдента ( $t$ -критерий), а также соответствующий  $p$ -уровень (уровень вероятности).

Совокупная разность между частотой возникновения аварийных ситуаций, оцениваемых по количеству наблюдений и выбранному уравнению, представлена в виде гистограммы на рисунке 1.



### Разность частоты аварийных ситуаций

**Рисунок 1.** Гистограмма распределения числа наблюдаемых точек в зависимости от разности между частотой аварийных ситуаций по наблюдениям и регрессионной модели (линия соответствует нормальному распределению)

Представленная гистограмма подобна нормальному закону распределения. Количество наблюдаемых точек, характеризующихся отклонением фактических данных от расчетных, закономерно уменьшается с увеличением абсолютной величины отклонения. Это указывает на то, что большинство «точек» наблюдений расположено вблизи окрестности модели.

Под воздействием веса колонны штанг и столба поднимаемой жидкости точка подвеса штанг (ТПШ) постоянно нагружена направленным вниз усилием. В зависимости от направления хода плунжера насоса величина этого усилия может отличаться на 30–50 %, что определяет неравномерную нагрузку на приводной электродвигатель.

Выравнить нагрузку на электродвигатель ПСШН, а также уменьшить потребляемую мощность возможно применением уравновешивающего устройства, которое одновременно позволяет аккумулировать получаемую от двигателя энергию при ходе колонны штанг вверх и отдавать ее в процессе перемещения штанг вниз.

Для уравновешивания УСШН в основном применяют механический способ с использованием специальных противовесов или контргрузов. Существует три варианта механического способа уравновешивания балансирных СК: балансирное, роторное (кривошипное) и комбинированное (роторно-балансирное).

Для уравновешивания длинноходовых безбалансирных приводов используют контргрузы. Также возможно применение как гидравлической, так и пневматической систем уравновешивания. Преимуществом последних является замена противовесов на гидро- и пневмоцилиндры, что уменьшает массу станка-качалки. Однако их практическое использование ограничено из-за сложности конструкции и низкой надежности.

В процессе роторного уравновешивания имеет место действие на детали станка-качалки высоких нагрузок, что приводит к частым отказам и большому потреблению электрической энергии. Для уменьшения нагрузок на элементы станка-качалки, а также затрат энергии при эксплуатации УСШН, предложено устанавливать на устье скважины дополнительную систему уравновешивания. Работа данной системы основана на одновременном использовании контргрузов и дополнительного груза, что обеспечивает действие вертикальной силы, постоянно направленной вверх. Данная сила посредством гибкой тяги передается на устьевой шток и далее на колонну насосных штанг. При этом уменьшаются нагрузки на элементы СК, а следовательно, и их износ [2, 5]. В процессе эксплуатации ПСШН дополнительная система уравновешивания позволяет вести исследования скважин динамометрированием, а также проводить спуско-подъемные операции для замены

скважинного оборудования без демонтажа самой системы уравнивания.

Основной причиной отказов станков-качалок, эксплуатируемых в условиях ТПП «Когалымнефтегаз», является выход из строя кривошипно-шатунного механизма (составляет более 50%). Использование дополнительной уравнивающей системы позволяет обеспечить постоянную нагрузку деталей этого механизма. Одновременно с этим уменьшается тангенциальная составляющая нагрузки при перемещении плунжера насоса вверх, а следовательно, и нагрузки на ведомом валу редуктора СК. Все это, в конечном итоге, увеличивает межремонтный период эксплуатации ПСШН [6].

При работе УСШН имеют место потери энергии при ее передаче от двигателя к преобразующему механизму, что обусловлено проскальзыванием ремней по причине ослабления их натяжения. Кроме того недостаточное натяжение ремня является частой причиной его преждевременного износа, а необоснованно большая величина натяжения вызывает ускоренный износ подшипников. Поэтому для поддержания высокого КПД двигателя необходимо периодически контролировать и регулировать натяжение ремней.

В настоящее время регулировка натяжения ремней двигателя СК производится вручную, что требует полной остановки работы УСШН. Вследствие вышеперечисленного актуальной является разработка механизмов, позволяющих поддерживать натяжение ремней на оптимальном уровне в процессе всего периода работы УСШН.

Для предотвращения ослабления натяжения ремней предлагается механизм, использующий принцип регулирования межосевого расстояния между шкивами электродвигателя

и редуктора СК путем изменения угла наклона платформы, на которой установлен электродвигатель. Регулирование угла наклона платформы достигается совместной работой пружин сжатия разной жесткости, причем пружина меньшей жесткости имеет противоположное направление усилия по отношению к пружине большей жесткости и служит для компенсации колебаний системы. Разработаны как механический, так и автоматический натяжитель ремней. В механическом натяжителе ресурс пружин расходуется на натяжение ремней и преодоление веса электродвигателя. В автоматическом варианте исполнения натяжение ремней достигается как за счет упругой силы пружин, так и за счет момента силы тяжести, создаваемого платформой с установленным двигателем [7].

### Выводы

Проведенным статистическим анализом эксплуатации скважин установками СШН установлена взаимосвязь между обводненностью продукции скважины, разностью нагрузок, действующих на головку балансира СК, а также наработкой на отказ привода.

Уменьшение нагрузок на привод СШН, а, следовательно, и его отказов возможно за счет применения дополнительной системы уравнивания СК, монтируемой на устье скважины.

Предлагаемый механизм натяжения ремней двигателя СК позволит минимизировать потери энергии в клиноремненной передаче и поддерживать КПД электродвигателя и УСШН в целом на достаточно высоком уровне. Кроме того автоматическое натяжение ремней будет способствовать увеличению срока службы привода и сокращению количества аварий.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Валовский В.М., Валовский К.М., Басос Г.Ю., Ибрагимов Н.Г., Фадеев В.Г., Артюхов А.В. Эксплуатация скважин установками штанговых насосов на поздней стадии разработки нефтяных месторождений. М.: Нефтяное хозяйство, 2016. 592 с.
2. Жулаев В.П., Уразаков К.Р., Ахтямов М.М., Алиев З.З. Приводы скважинных штанговых насосов. Уфа: УГНТУ, 2010. 119 с.
3. Takacs G. Sucker-Rod Pumping Handbook. Elsevier Science, 2015. 598 p.
4. Bakhtizin R.N., Urazakov K.R., Ismagilov S.F., Topol'nikov A.S., Davletshin F.F. Dynamic Model of a Rod

Pump Installation for Inclined Wells // SOCAR Proceedings. 2017. Vol. 4. P. 74–82.

5. Уразаков К.Р. Механизированная добыча нефти (сборник изобретений). Уфа: Нефтегазовое дело, 2010. 329 с.
6. Уразаков К.Р., Жулаев В.П., Булюкова Ф.З., Молчанова В.А. Насосные установки для малодобитных скважин. Уфа: УГНТУ, 2014. 236 с.
7. Уразаков К.Р., Тимашев Э.О., Шайжанов Н.С., Кашбуллин Ю.Р. Автоматический натяжитель приводных ремней станка-качалки // Нефтегазовое дело. 2018. Т. 16. № 5. С. 27–32.

## REFERENCES

1. Valovskii V.M., Valovskii K.M., Basos G.Yu., Ibragimov N.G., Fadeev V.G., Artyukhov A.V. *Ekspluatatsiya skvazhin ustanovkami shtangovykh nasosov na pozdnei stadii razrabotki neflyanykh mestorozhdenii* [Well Operation by Rod Pump Units at the Late Stage of Oil Field Development]. Moscow, Oil Industry Publ., 2016. 592 p. [in Russian].
2. Zhulaev V.P., Urazakov K.R., Akhtyamov M.M., Aliev Z.Z. *Privody skvazhinnykh shtangovykh nasosov* [Drives for Sucker-Rod Pumps]. Ufa, USPTU Publ., 2010. 119 p. [in Russian].
3. Takacs G. *Sucker-Rod Pumping Handbook*. Elsevier Science, 2015. 598 p.
4. Bakhtizin R.N., Urazakov K.R., Ismagilov S.F., Topol'nikov A.S., Davletshin F.F. *Dinamic Model of a Rod Pump Installation for Inclined Wells*. *SOCAR Proceedings*, 2017, Vol. 4, pp. 74–82.
5. Urazakov K.R. *Mekhanizirovannaya dobycha nefli (Sbornik izobretenii)* [Mechanized Oil Production (Collection of Inventions)]. Ufa, Oil and Gas Publ., 2010. 329 p. [in Russian].
6. Urazakov K.R., Zhulaev V.P., Bulyukova F.Z., Molchanova V.A. *Nasosnye ustanovki dlya malodebitnykh skvazhin* [Pumping Units for Low-Yield Wells]. Ufa, USPTU Publ., 2014. 236 p. [in Russian].
7. Urazakov K.R., Timashev E.O., Shaizhanov N.S., Kashbullin Yu.R. *Avtomaticheskii natyazhitel' privodnykh remnei stanka-kachalki* [Automatic Drive Belt Tensioner for the Pumpjack]. *Neftegazovoe delo — Petroleum Engineering*, 2018, Vol. 16, No. 5, pp. 27–32. [in Russian].

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ  
ABOUT THE AUTHORS

**Жулаев Валерий Петрович**, канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Машины и оборудование нефтегазовых промыслов», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

**Valery P. Zhulaev**, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Assistant Professor of Oil and Gas Field Machinery and Equipment Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: v.zhulaev@mail.ru

**Шайжанов Нурсултан Серикболатович**, аспирант кафедры «Машины и оборудование нефтегазовых промыслов», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

**Nursultan S. Shaizhanov**, Post-Graduate Student of Oil and Gas Field Machinery and Equipment Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: shaizhanov007@yandex.ru

**Борисов Александр Олегович**, студент кафедры «Технология нефтяного аппаратостроения», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

**Aleksandr O. Borisov**, Student of Oil Processing Equipment Technology Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: WOT BAX BAX@mail.ru