

УДК 622.276.53.054.4

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА  
ТРЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ШТАНГОВОЙ КОЛОННЫ ВИНТОВЫХ  
НАСОСНЫХ УСТАНОВОК**

**EXPERIMENTAL STUDIES OF THE FRICTION COEFFICIENT  
FOR THE ELEMENTS OF THE PROGRESSING CAVITY PUMPS**

**Уразаков К. Р., Латыпов Б. М., Исмагилов Р. Р.**

**ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный нефтяной технический  
университет», г. Уфа**

**K. R. Urazakov, B. M. Latypov, R. R. Ismagilov**

**FSBEI NPE “Ufa State Petroleum Technological University”,  
Ufa, the Russian Federation**

**e-mail: bulatti@hotmail.com**

**Аннотация.** В скважинах с направленным профилем ствола, оборудованных установками штанговых винтовых насосов (УШВН), значительное влияние на износ и обрывность приводной колонны оказывает полусухое трение вращающихся штанг о трубы, обусловленное Эйлеровыми силами прижатия штанг к насосно-компрессорным трубам. В статье исследуется процесс граничного трения, происходящий в таких скважинах.

Статья содержит описание специфических условий процессов граничного трения в нефтяной скважине, характеристику движения штанговой колонны винтовой насосной установки во время ее движения и влияние описанных характеристик на процессы граничного трения. Представлены особенности скважинных условий смазки трущихся поверхностей, элементов штанговой колонны насосной установки с насосно-компрессорными трубами. Выполнено обоснование

необходимости уточнения зависимостей коэффициентов граничного трения, для вращающихся элементов колонны насосных штанг.

В работе приведено описание экспериментальной установки для определения коэффициентов граничного трения, условия проведения экспериментов и формулы, необходимые для получения зависимостей коэффициента трения от числа Зоммерфельда, учитывающее удельную прижимающую силу трущихся пар, скорость вращения колонны и вязкость откачиваемой продукции винтовым насосом с поверхностным приводом. Полученные результаты экспериментальных исследований отображены на рисунках, а зависимости коэффициентов трения элементов штанговой колонны винтовой насосной установки от числа Зоммерфельда, полученные обработкой статистических данных, представлены в виде формул.

По результатам исследований установлено, что с ростом числа Зоммерфельда в диапазоне значений, характерных для технологических параметров эксплуатации штанговых винтовых насосных установок, коэффициент трения элементов штанговой колонны уменьшается по закону полукубической параболы.

**Abstract.** The success of the industrial use of PCPs will be determined by the ability to adapt the equipment to the realities of oilfield practices. A significant impact on the wearing and breaking rod string has semidry friction on the rotating sucker rod, which is caused by the Eulerian clamping forces with oil well tubing.

The article consider a description of the specific process conditions of boundary friction in an oil well, rod string movement characteristic of PCP and the effect described characteristics to the processes of boundary friction. The authors have presented particularly well conditions grease rubbing surfaces rod string elements of PCP. Achieved verifying the rationale for dependencies boundary friction coefficients for rotating elements of the rod string. These

specific conditions require a detailed experimental study of the patterns of change friction coefficients of rods, couplings and centralizers of the pipe.

The article consider results of experimental studies to determine correlation between friction coefficient and the number of Sommerfeld for the elements of the progressing cavity pump (PCP).

The article consider a description of laboratory installation, the experimental conditions and formulas required to produce dependencies of the friction coefficient on the number of Sommerfeld. The experimental data are shown in the figures. Dependencies, determinate by processing of statistical data are presented in formulas.

By results of researchers found that the increasing number of Sommerfeld in the typical range of the technological parameters of operation PCP, the coefficient of friction elements rod string is reduced according to the law semicubical parabola.

**Ключевые слова:** коэффициент трения, насосная штанга, муфта, центратор, число Зомерфельда, винтовой насос, эксперимент.

**Key words:** coefficient of friction, sucker rod, coupling, centralizer, number of Zomerfeld, PCP, experiment.

По сравнению с традиционными установками для добычи нефти винтовые насосы отличаются низкой металлоемкостью (масса наземного привода винтового насоса на порядок меньше массы станка-качалки), простотой установки и обслуживания, значительно меньшими экологическими рисками, например, при возвратно-поступательном движении полированного штока станка-качалки происходит катастрофический износ устьевого сальника, который зачастую приводит к разливу нефти. Долгое время считалось, что область применения винтовых насосов ограничивается вязкой нефтью. Это сдерживало их массовое внедрение и в Западной Сибири. Однако современные установки винтовых

насосов при соответствующем выборе кинематических параметров (коэффициент натяга, кинематическое соотношение и др.) позволяют спешно работать и в условиях маловязкой (нормальной) нефти. В последние годы в связи с разработкой трудноизвлекаемых запасов нефти, роль винтовых насосов существенно возросла, поскольку во многих осложненных условиях они оказываются единственно возможной технологией для добычи нефти.

В зависимости от местоположения привода различают установки винтовых насосов с поверхностным и погружным приводом. В первом случае передача энергии от двигателя, расположенного на поверхности, к насосу осуществляется посредством колонны вращающихся насосных штанг. Во втором случае электродвигатель входит в состав погружной части насосной установки и соединен с наземной станцией управления с помощью электрического кабеля. В первом случае основные ограничения и риски связаны наличием штанговой колонны (проблемы эксплуатации в искривленных скважинах, вероятность обрывов и отворотов штанг, более жесткие по сравнению с винтовым насосом с погружным двигателем ограничения по частоте вращения ротора). Во втором - с глубинным расположением электродвигателя, гидрозащиты и большой длиной кабеля (перегрев двигателя и эластомера при малых скоростях движения потока, отказы по электрооборудованию и др.).

Указанные особенности определяют наиболее приемлемую область использования каждого типа винтовых насосов. Установки штанговых винтовых насосов (УШВН) находят свое применение в относительно неглубоких (до 1500–2000 м) умеренно искривленных скважинах при дебитах жидкости в диапазоне от 3 до 150 м<sup>3</sup>/сут. Установки винтовых насосов с погружным электродвигателем (УЭВН) могут использоваться в более глубоких (до 3000 м) искривленных и горизонтальных скважинах, где применение УШВН ограничено из-за штанг, и обеспечивать более высокий дебит (до 500 м<sup>3</sup>/сут.). Курс нефтяных компаний на оптимизацию

добычи нефти, в том числе на снижение издержек, связанных с неэффективным применением насосного оборудования, заставляет по-новому взглянуть на вопросы выбора оптимального способа эксплуатации [4].

Анализ современного состояния нефтедобывающего фонда (не достижение потенциала добычи, большой периодический фонд скважин, применение в одних и тех же условиях эксплуатации различных технологий добычи нефти) говорит об актуальности поиска путей улучшения ситуации в этом вопросе.

В этой связи необходимо учитывать, что винтовые насосы не являются узконаправленной технологией добычи нефти, а могут массово использоваться и успешно конкурировать с традиционными технологиями, использующими электроцентробежные и штанговые насосы – в широком диапазоне изменения параметров добычи. При этом основные достоинства винтовых насосов (работа с высоковязкими эмульсиями, большим содержанием механических примесей и свободного газа в пластовой жидкости) обеспечивают их преимущества в тех зонах, где применение УЭЦН и УСШН ограничено или невозможно [5].

В то же время, успешность промышленного применения винтовых систем будет определяться возможностью адаптации этого оборудования к реалиям нефтепромысловой практики. В скважинах с направленным профилем ствола, оборудованных установками штанговых винтовых насосов (УШВН), значительное влияние на износ и обрывность приводной колонны, оказывает полусухое трение вращающихся штанг о трубы, что обусловлено Эйлеровыми силами прижатия штанг к насосно-компрессорным трубам. Возникающие силы трения увеличивают крутящую нагрузку на колонну и на привод, что может вызвать их преждевременный выход из строя.

Процессы трения в скважинах происходят в специфических условиях. Штанговая колонна во время движения способна менять форму своей оси

и, подвержена всякого рода колебаниям (продольным, поперечным).

Кроме того, штанговая колонна и внутренняя стенка ношенных труб не имеют постоянной линии контакта. Известно, что ствол скважины состоит из участков различной формы, для большинства которых осью является пространственная кривая. При чередовании выпуклых и вогнутых участков на некотором расстоянии между ними штанги отрываются от поверхностей труб, линия контакта становится прерывистой. В зависимости от интенсивности искривления оси скважины, жесткости штанговой колонны и ее натяжения контакт трения происходит либо между трубами и муфтами штанг или центраторами, либо между трубами и телом штанг.

В условиях скважины смазка трущихся поверхностей также имеет специфические особенности, т.е. нет принудительной смазки, и толщина смазочного слоя в основном определяется контактным давлением, вязкостью нефти и скоростью откачки.

Перечисленные специфические условия требуют детального экспериментального изучения закономерностей изменения коэффициентов трения штанг, муфт и центраторов о трубы. В работе [1], рекомендуется проектирование добычи нефти из таких скважин на основе полученных зависимостей для расчета полусухого трения колонны штанг о насосно-компрессорные трубы (НКТ). В то же время, штанговая колонна УШВН на многих скважинах оборудуется центраторами, обеспечивающими минимальный контакт приводной колонны со стенками скважины. При эксплуатации таких скважин, возникает трение штанг о внутреннюю поверхность центраторов [2].

В настоящей статье приведены результаты стендовых испытаний трения вращающейся штанги о центратор и о трубу, а также штанговой муфты о трубу, при различных силах их прижатия.

В качестве смазывающей жидкости в экспериментах использовалась вода, нефть и машинное масло.

На рисунке 1 показана схема лабораторного стенда для исследования коэффициента трения вращающейся штанги о центратор при различных ее угловых скоростях и силах прижатия.

Стенд состоит из пары трения, состоящей из вращающейся штанги (или муфты при исследовании трения муфты о трубу) 7 и статично расположенного центратора (или трубы при исследовании других пар трения) 8. Вращение штанги 7, установленной в опорах 4, осуществляется с помощью электродвигателя 2 через редуктор 3, установленных на раме 1. Из напорной емкости 5, через кран 12, смазывающая жидкость подается через отверстие в центраторе 8 в пару трения и стекает в приемную емкость 6.

Сила, прижимающая штангу к центратору, регулируется узлом нагружения 11. Возникающий момент трения через рычаг определяется тензодатчиком 9, сигнал с которого направляется в регистрирующую аппаратуру 10.

Вращение штанг происходило при следующих частотах: 31,5; 63; 90; 180; 250; 355; 500; 710; 1000; 1500 об/мин. Эксперименты для пар трения вращающихся штанг о центратор и о трубу НКТ, а также вращающейся муфты о трубу НКТ, проводились со смазкой и без нее.

В качестве смазочной жидкости использовалась вода с вязкостью 1 мПа·с (температура в помещении составляла 20 °С), нефть вязкостью 17,3 мПа·с и гидравлическое масло вязкостью 14,1 мПа·с.

Силы прижатия, вращающихся штанги и муфты к центратору или НКТ, составляли 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100 Н. Центратор изготовлен из стали 20. Длина контакта (длина центратора) составляла 0,15 м. Диаметр вращающейся штанги составлял 0,025 м.

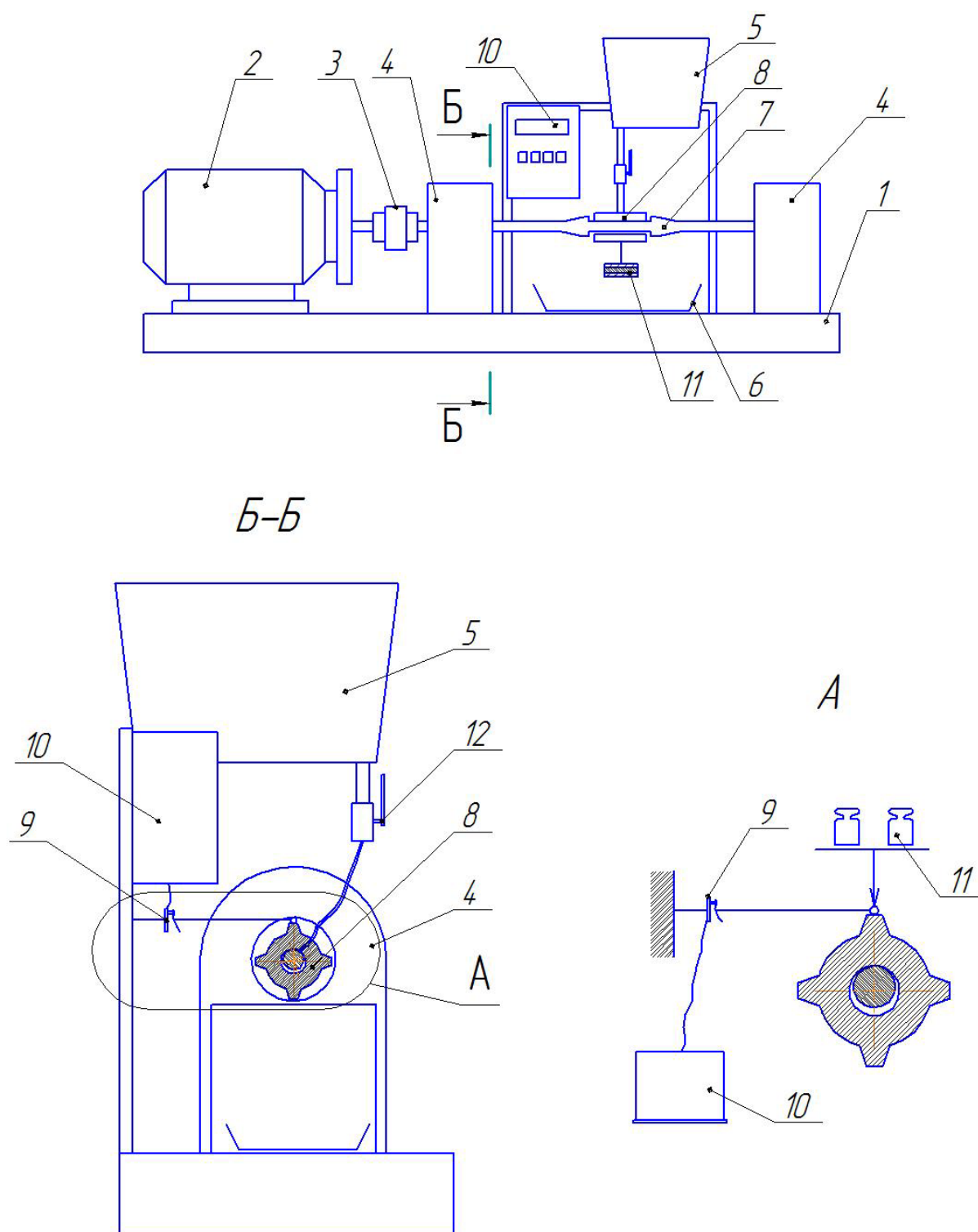


Рисунок 1. Стенд для исследования трения штанг о центраторы:  
 1 – рама, 2 – электродвигатель, 3 – редуктор, 4 – опора, 5 – напорная емкость, 6 – приемная емкость, 7 – образец насосной штанги, 8 – центратор, 9 – тензодатчик, 10 – регистрирующая аппаратура, 11 – узел нагружения, 12 – кран



Экспериментальные данные обрабатывались в координатах зависимости коэффициента трения ( $f$ ) от числа Зоммерфельда ( $S_o$ ) [3].

$$S_o = \frac{\mu \times V}{N} \quad (1)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость жидкости (смазки), Па·с;

$V$  – окружная скорость вращения штанг, м/с;

$N$  – прижимающая нагрузка (центратора к штанге, НКТ к штанге или НКТ к муфте), Н/м.

Коэффициент трения определялся из равенства момента трения регистрируемого при помощи тензодатчика (2) и теоретической формулы определения момента трения (3):

$$M_{TP}^o = P \cdot l, \quad (2)$$

где  $P$  – нагрузка, регистрируемая на тензодатчике, Н;

$l$  – плечо, м.

$$M_{TP} = f \cdot N \cdot L \cdot \frac{D}{2}, \quad (3)$$

где  $f$  – коэффициент трения;

$L$  – длина контакта (центратора и штанги, НКТ и штанги или НКТ и муфты), м;

$D$  – диаметр вращающегося элемента (штанги или муфты), м.

$$f = \frac{2 \cdot P \cdot l}{N \cdot L \cdot D}, \quad (4)$$

В общей сложности было произведено 200 измерений для каждой пары трения.

Вращение штанги приводит к износу центратора и соответственно изменению шероховатости контактной поверхности, поэтому при замене

смазывающей жидкости, также производилась замена центратора на новый.

На рисунке 2 приведена зависимость коэффициента трения  $f$  от числа Зоммерфельда  $So$  для пары трения штанги о центратор, при совмещенных данных по испытаниям на воде, нефти и гидравлическом масле.

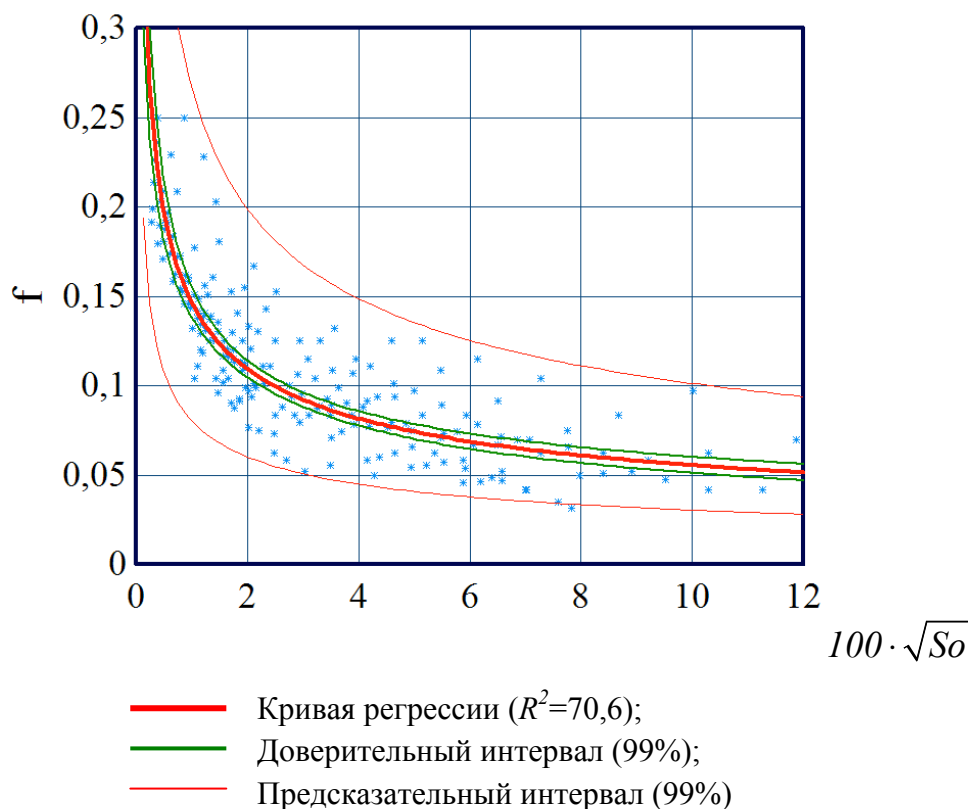


Рисунок 2. Зависимость коэффициента трения штанги о центратор от числа  $So$

Кривая на рисунке 2 описывается эмпирической зависимостью:

$$f = \exp(-1,921 - 0,422 \cdot \ln(100 \cdot \sqrt{So})) \quad (5)$$

Коэффициент детерминации полученной зависимости составил 70,6%.

Эксперименты для пары трения вращающейся муфты о трубы проводились с использованием муфты МШ 22, наружный диаметр которой составлял 46 мм, а длина 102 мм. Все остальные условия эксперимента соответствовали исследованиям, проводимым с центратором.

На рисунке 3 приведена зависимость коэффициента трения муфты о трубы от числа  $So$ , при совмещенных данных по испытаниям на воде, нефти и гидравлическом масле.

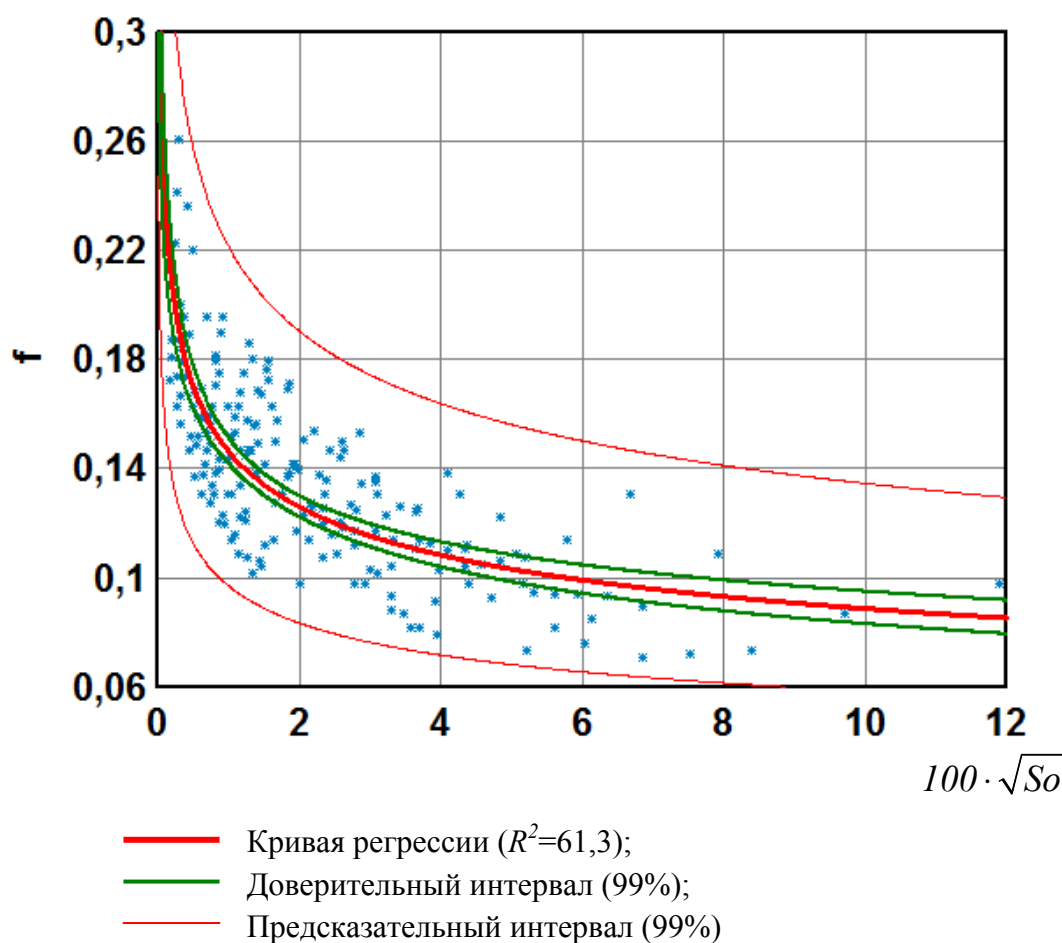


Рисунок 3. Зависимость коэффициента трения муфты о трубы от числа  $So$

Кривая на рисунке 3 описывается эмпирической зависимостью:

$$f = \exp(-1,920 - 0,218 \cdot \ln(100 \cdot \sqrt{So})) \quad (6)$$

Коэффициент детерминации полученной зависимости составил 61,3%.

На рисунке 4 приведена зависимость коэффициента трения штанги о трубы от числа  $So$ , при совмещенных данных по испытаниям на воде, нефти и гидравлическом масле.

Кривая на рисунке 4 описывается эмпирической зависимостью:

$$f = \exp(-1,099 - 0,180 \cdot \ln(100 \cdot \sqrt{So})) \quad (8)$$

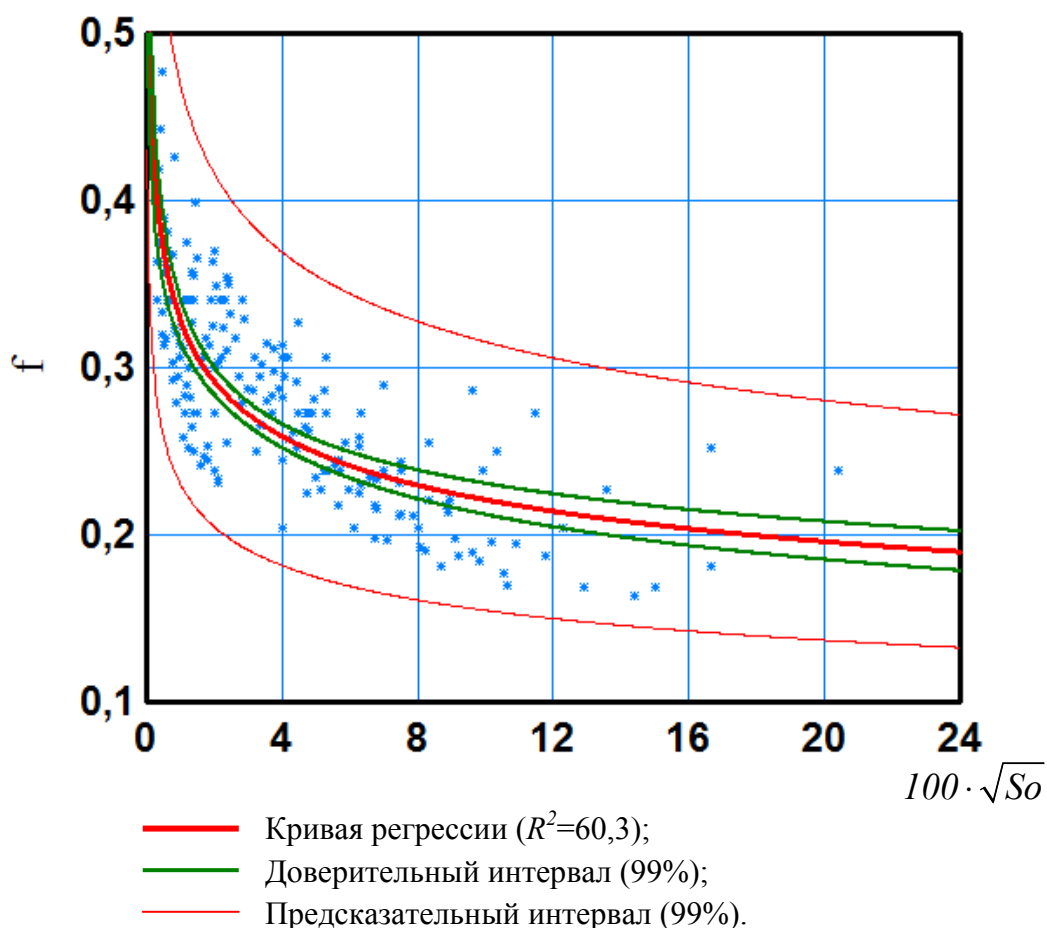


Рисунок 4. Зависимость коэффициента трения штанги о трубы от числа  $So$

Во всех полученных зависимостях, с ростом числа  $So$  коэффициент трения уменьшается.

При эксплуатации нефтяных скважин винтовыми насосными установками со штанговым приводом, рабочий диапазон частот вращения колонны штанг обычно составляет от 1 до 500 об/мин. Для перекачиваемой жидкости вязкостью до 100 мПа·с, число  $So$  при вращении штанг диаметром 25 мм будет достигать максимальных значений порядка от 0,01 до 0,015 ( $100 \cdot \sqrt{So}$  от 10 до 12). Полученная зависимость коэффициента трения вращающихся штанг о центраторы построена по экспериментальным данным, покрывающим этот диапазон значений числа  $So$ . Таким образом, полученная зависимость может быть использована при решении практических задач нефтепромысловой механики, с

определением коэффициента трения элементов штанговой колонны при эксплуатации УШВН.

Используя убывающий характер полученной зависимости при проектировании УШВН, можно изменением частоты вращения колонны штанг (вязкость откачиваемой жидкости в обычных условиях трудно изменить; прижимающую нагрузку можно регулировать, лишь изменив типоразмер штанг, что может вызвать изменение прочностных показателей). Поэтому в общем случае, уменьшение коэффициента трения при вращении колонны штанг, можно обеспечить увеличением частоты ее вращения.

### **Выводы**

1. Получена универсальная зависимость коэффициента граничного трения от числа Зоммерфельда для элементов штанговой колонны, учитывающая удельную прижимающую силу трущихся пар, скорость вращения колонны и вязкость откачиваемой продукции винтовым насосом с поверхностным приводом.

2. Установлено, что с ростом числа Зоммерфельда в диапазоне значений характерных для технологических параметров эксплуатации скважин, оборудованных установками штанговых винтовых насосов, коэффициент трения элементов штанговой колонны уменьшается по закону полукубической параболы.

### **Список используемых источников**

1 Уразаков К.Р., Здольник С.Е., Нагуманов М.М. Справочник по добыче нефти. СПб: ООО «Недра», 2012. 672 с.

2 Уразаков К.Р., Андреев В.В., Жулаев В.П. Нефтепромысловое оборудование для кустовых скважин. М.: ООО «Недра – Бизнес», 1999. 268 с.

3 Уразаков К.Р. Эксплуатация наклонно направленных насосных скважин. М.: Недра, 1993. 169 с.

4 Применение винтовых насосов с поверхностным приводом для добычи нефти / Уразаков К.Р. [и др]. // Нефтяное хозяйство. № 6. 2003. С. 108-110.

5 Область эффективного применения винтовых насосов для добычи нефти / Уразаков К.Р. [и др]. // Территория НГ. № 2. 2010. С. 18-22.

### **References**

1 Urazakov K.R., Zdol'nik S.E., Nagumanov M.M. Spravochnik po dobyche nefiti. SPb: ООО «Nedra», 2012. 672 с. [in Russian].

2 Urazakov K.R., Andreev V.V., Zhulaev V.P. Neftepromyslovoe oborudovanie dlja kustovyh skvazhin. M.: ООО «Nedra – Biznes», 1999. 268 с. [in Russian].

3 Urazakov K.R. Jekspluatacija naklonno napravlennyh nasosnyh skvazhin. M.: Nedra, 1993. 169 s. [in Russian].

4 Primenenie vintovyh nasosov s poverhnostnym privodom dlja dobychi nefiti / Urazakov K.R. [i dr]. // Neftjanoe hozjajstvo. № 6. 2003. S. 108-110 [in Russian].

5 Oblast' jeffektivnogo primenenija vintovyh nasosov dlja dobychi nefiti / Urazakov K.R. [i dr]. // Territorija NG. №2. 2010. S. 18-22. [in Russian].

### **Сведения об авторах**

#### **About the authors**

Уразаков К. Р., д-р техн. наук, профессор кафедры «Технологические машины и оборудование», ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

K. R. Urazakov, Doctor of Engineering Sciences, Professor of the Chair “Technological Machinery and Equipment” FSBEI HPE USPTU, Ufa, the Russian Federation

Латыпов Б. М., канд. техн. наук, ассистент кафедры «Технологические машины и оборудование» ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация.

B. M. Latypov, Candidate of Engineering Sciences, Assistance of the Chair “Technological Machinery and Equipment” FSBEI HPE USPTU, Ufa, the Russian Federation

Исмагилов Р. Р., аспирант кафедры «Технологические машины и оборудование» ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация.

R. R. Ismagilov, Post-graduate Student of the Chair “Technological Machinery and Equipment” FSBEI HPE USPTU, Ufa, the Russian Federation

e-mail: bulatti@hotmail.com