

ОЦЕНКА СИЛЫ ТРЕНИЯ ПЛУНЖЕРА О ЦИЛИНДР ШТАНГОВОГО СКВАЖИННОГО НАСОСА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ КОЛОННЫ ШТАНГ

© 2017 В.У. Ямалиев, И.Е. Ишемгузин, Б.М. Латыпов

Уфимский государственный нефтяной технический университет

Статья поступила в редакцию 21.02.2017

В статье рассмотрено влияние сил трения на долговечность штанговой колонны. Рассмотрены сухое и граничное трение плунжера о цилиндр, а также влияние гидродинамических сил возникающих при перемещении плунжера в жидкости, находящейся в кольцевом зазоре плунжерной пары. Проанализировано влияние указанных сил трения на амплитудную составляющую при расчете приведенных напряжений. Показано, что несмотря на меньшую амплитуду релаксационных колебаний, они также отрицательно воздействуют на долговечность штанговой колонны из-за их большой частоты.

Ключевые слова: штанговый скважинный насос, плунжер, трение, проектирование.

При подборе установок скважинных штанговых насосов (УСШН) и режимных параметров для конкретной скважины после использования диаграммы А. Н. Адонина приходится учитывать многочисленные изменения большого количества сил – статических, динамических (инерционных и вибрационных), использовать различные теории в зависимости от статического или динамического режима работы насосной установки, определяемого обычно по параметру Коши – критерию подобия режима работы установок штанговых насосов. Условия добычи нефти в России настолько разнообразны, что при выборе УСШН могут оказаться неверны даже существующие диаграммы и номограммы. В связи с этим на сегодняшний день нет единого порядка выбора штанговых насосной установок, методы подбора и расчета их за рубежом отличаются от используемых в нашей стране.

Одной из проблем при выборе УСШН является учет сил трения металла по металлу, а именно штанг о насосно-компрессорные трубы и плунжера о цилиндр, которое зависит от условий и вида трения (сухое, граничное, смешанное и жидкостное). При большой вязкости добываемого продукта даже в вертикальных скважинах силы жидкостного трения могут быть достаточно большими. В некоторых случаях силы трения в ШСНУ могут достигать 15 – 25% общей двойной амплитуды нагрузок [1]. Например, И.Т. Мищенко приводит эмпирическую формулу общей силы

трения в УСШН при ходе вверх $G_{mp} = 2500l$, [Н], где l – длина хода полированного штока, м [2].

Сила трения штанг о насосно-компрессорные трубы для обычных условий составляет около 2% от веса штанг. При добыче вязких нефтей (более 0,03 Па·с) она увеличивается и может превышать 1кН. Сила трения в паре плунжер – цилиндр гораздо больше, и может достигать 3 кН [1]. Она зависит от диаметра насоса, вязкости добываемой нефти, группы посадки плунжера, количества механических примесей.

Определением сил трения в плунжерной паре штанговых скважинных насосов, занимались многие авторы [1, 2, 3, 4, 5, 6].

В работе [6] представлена зависимость силы трения $F_{тр}$ от диаметра насоса D :

$$F_{mp} = 25000D, \quad (1)$$

Согласно (1), значение силы трения плунжера о цилиндр для плунжера, диаметром 43 мм равно 1075 Н.

Для искривленных скважин, в которых возможен изгиб штангового насоса, была установлена уточненная зависимость учитывающая радиус кривизны участка скважины R [6]:

$$F_{mp} = 25000 \cdot D + 7,2 \cdot 10^{-3} \frac{\Delta J E}{R \sqrt{R \delta}}, \quad (2)$$

где ΔJ – разность моментов инерции сечения плунжера и цилиндра, м⁴;

E – модуль Юнга, Па ;

δ – зазор между плунжером и цилиндром, м.

При том же плунжере диаметром 43 мм, $R=100$ м, $\delta = 0,1$ мм; второе слагаемое в уравнении (2) составляет 320 Н, а сила $F_{mp} = 2070$ Н.

Зависимости (3) и (4), учитывающие диаметр насоса и величину зазора в плунжерной паре, предложены В.И Сердюком на основе экспериментальных исследований [1].

При смазке плунжерной пары водой:

$$F_{mp} = 1,84 \frac{D}{\delta} - 137, \quad (3)$$

Виль Узбекович Ямалиев, доктор технических наук, профессор кафедры «Технологические машины и оборудование». E-mail: vilyzich@yandex.ru

Игорь Евгеньевич Ишемгузин, кандидат технических наук, доцент кафедры «Технологические машины и оборудование». E-mail: ishemguzhin@yandex.ru

Булат Маратович Латыпов, кандидат технических наук, доцент кафедры «Технологические машины и оборудование». E-mail: bulatti@hotmail.com

При смазке плунжерной пары трансформаторным маслом:

$$F_{mp} = 1,65 \frac{D}{\delta} - 127, \quad (4)$$

Для насоса с диаметром плунжера равным 43 мм, построен график по зависимостям 3 и 4 (рис. 1)

Из рис. 1 видно, что при зазоре менее 0,25 мм, что соответствует нулевой посадке плунжера в цилиндре, силы трения достигают значений более 3 кН.

Величины сил трения рассчитанных по различным зависимостям значительны, и их необходимо учитывать при проектировании штанговых колонн [12].

Для полноценного анализа силы трения возникающей в плунжерной паре, необходимо также рассмотреть гидродинамическое трение при течении жидкости в зазоре плунжерной пары.

Влияние гидродинамического трения при течении жидкости в зазоре плунжерной пары можно определить, рассмотрев вертикально расположенный насос, в котором плунжер и цилиндр расположены concentricно.

Для вязких жидкостей зависимость касательных напряжений от скорости движения плунжера определяться по закону Ньютона

$$\tau = -\mu \frac{dV_z}{dr}, \quad (5)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости, Па·с;
 V_z – скорость движения слоя жидкости, м/с;
 r – расстояние от оси симметрии цилиндра до его стенки, м.

Скорость движения слоя жидкости в кольцевом пространстве определяется зависимостью [7]:

$$V_z = \frac{1}{4 \cdot \mu} \frac{dP}{dz} (r^2 - R_{цл}^2) + (\pm v_{nl} + \frac{1}{4 \cdot \mu} \frac{dP}{dz} (R_{цл}^2 - r_{nl}^2)) \frac{\ln(\frac{r}{R_{цл}})}{\ln(\frac{r_{nl}}{R_{цл}})}, \quad (6)$$

где $\frac{dP}{dz}$ – перепад давления жидкости на единицу длины, Па/м;

r – расстояние от оси симметрии цилиндра до его стенки, м.

$R_{цл}$ – внутренний радиус цилиндра, м;

r_{nl} – наружный радиус плунжера, м;

v_{nl} – скорость движения плунжера, м/с.

Решая уравнение (6) при известных радиусах цилиндра и плунжера, получим зависимость возникающих касательных напряжений на поверхности плунжера при ходе вверх и вниз от скорости плунжера, перепада давления и вязкости жидкости:

$$\tau = -\frac{r_{nl} P}{2} - \frac{P \cdot (R_{цл}^2 - r_{nl}^2)}{4 \cdot r \cdot \ln(\frac{r_{nl}}{R_{цл}})} \mp v_{nl} \frac{\mu}{r \cdot \ln(\frac{r_{nl}}{R_{цл}})}, \quad (7)$$

где P – перепад давления жидкости на плунжере.

Для плунжера с площадью поверхности S , сила трения будет определяться зависимостью:

$$F_{mp} = S \left(\frac{r_{nl} P}{2} + \frac{P \cdot (R_{цл}^2 - r_{nl}^2)}{4 \cdot r_{nl} \cdot \ln(\frac{r_{nl}}{R_{цл}})} \pm v_{nl} \frac{\mu}{r_{nl} \cdot \ln(\frac{r_{nl}}{R_{цл}})} \right), \quad (8)$$

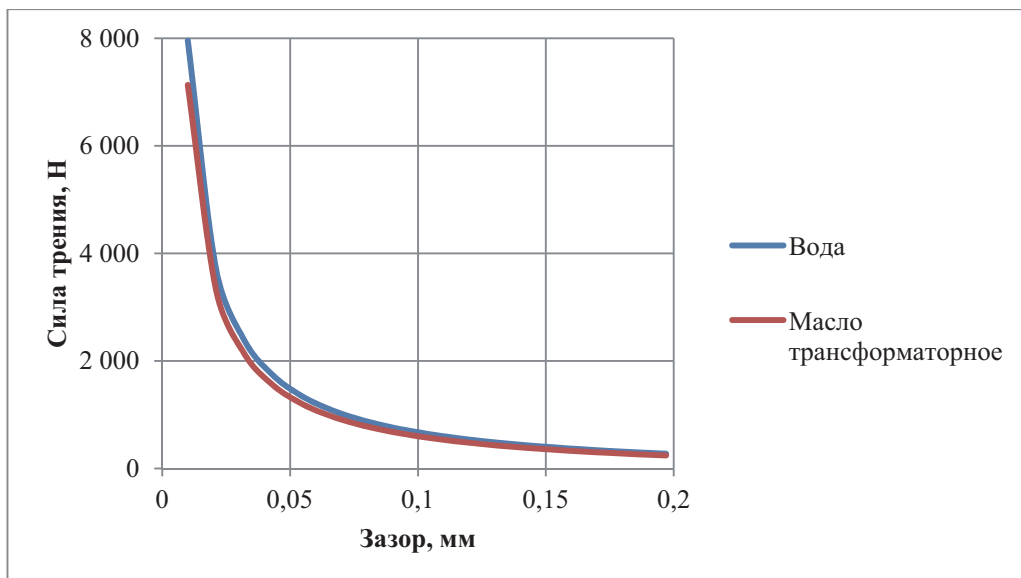


Рис. 1. Зависимость силы трения при различных смазках от величины зазора между плунжером и цилиндром при диаметре плунжера 43 мм

По формуле (8) построены графики зависимости силы вязкого трения при движении плунжера диаметром 43 мм и длиной 1,6 м от его скорости при различных величинах зазора (рис. 2) и зависимость силы вязкого трения от диаметра насоса (рис. 3). Расчеты проводились для жидкости вязкостью 0,01 мПа·с (рис. 2) и 0,1 мПа·с (рис. 3), при давлении 20 МПа.

Наибольшая интенсивность увеличения сил вязкого трения при увеличении скорости плунжера, наблюдаются при малых величинах зазора (рис. 2).

При максимальных значениях вязкости жидкости откачиваемой штанговыми насосами (0,1 мПа·с), значения сил вязкого трения сопоставимы с силами трения металл по металлу (рис. 3). При этом видно, что с увеличением зазора плунжерной пары, сила вязкого трения уменьшается.

При нагрузке на головку балансира 100 кН силы трения, доля которых составляет 2–5%,

равны 2–5 кН (200 – 500 кгс). При относительно небольшой нагрузке при подборе колонны штанг необходимо учитывать, что направление действия сил трения меняется на противоположное два раза за цикл качаний головки балансира и в расчетах учитывается как составляющая амплитудного значения асимметричного цикла. С увеличением глубины скважины именно из-за сил трения в паре плунжер-цилиндр в асимметричном цикле появляются отрицательные значения, причем ассиметрия цикла может изменяться даже при изменении состава добываемой нефти и механических примесей, а так же из-за известной неравномерности движения плунжера под действием инерционных и вибрационных нагрузок. При большой силе трения в паре плунжер – цилиндр может возникнуть зависание колонны штанг при ходе вниз, что требует применения специальных мер, например утяжеленного низа. Согласно статистике при

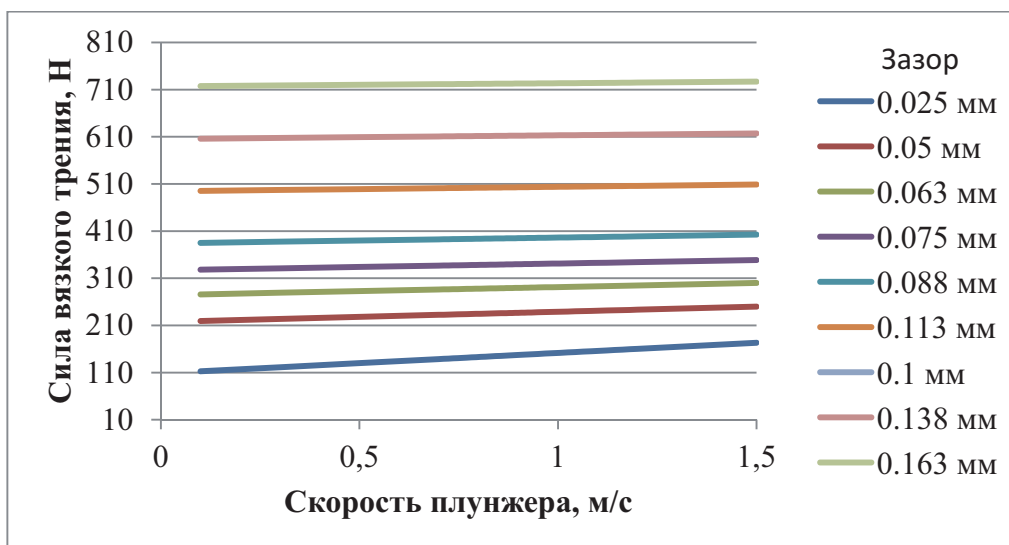


Рис. 2. Зависимость силы вязкого трения в плунжерной от скорости плунжера

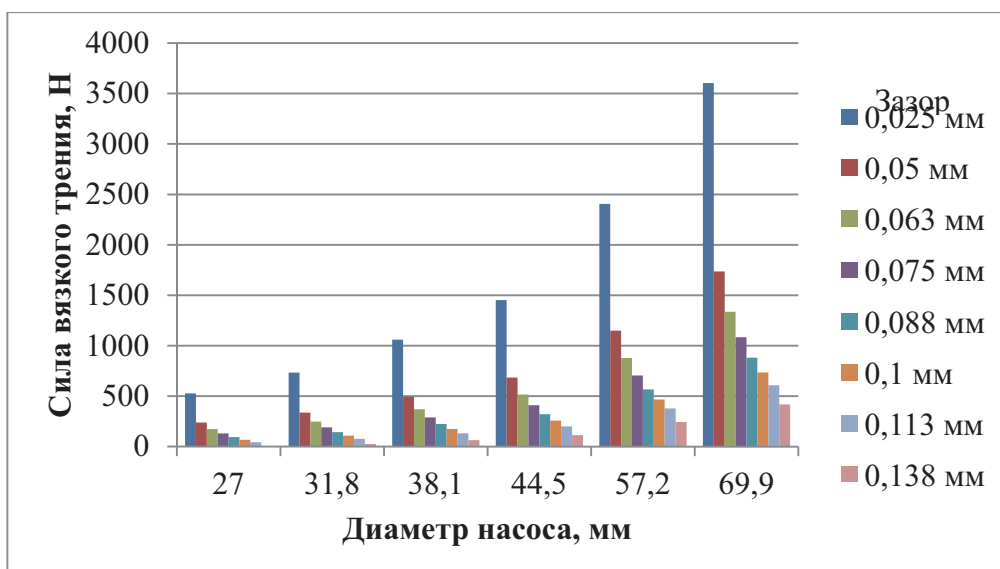


Рис. 3. Зависимость силы вязкого трения в плунжерной паре от диаметра насоса

увеличении диаметра штанговых насосов и диаметра насосных штанг аварии штанговой колонны происходят в нижней ее части из-за появления знакопеременных нагрузок, обусловленных в том числе и силами трения в плунжерной паре при ходе вниз.

Длительная работа штанговых насосов ведет к большому количеству циклов переменных, а в нижней части колонны и знакопеременных нагрузок. Пределом усталости для металлов является наибольшее напряжение, которое выдерживает образец при 10 млн. циклов симметричной нагрузки. В процессе работы ШСН такое число циклов возникает при 10 ходах в минуту за 700 сут.

Для приведенных напряжений в колонне штанг известны формулы:

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_{\max} \cdot \sigma_a} \text{ формула И.А. Одингга; (9)}$$

$$\sigma_{np} = \sigma_a + 0,2\sigma_{cp} \text{ формула М.П. Марковца; (10)}$$

$$\sigma_{np} = \sigma_{\max} - 0,56\sigma_{\min} \text{ формула Б.Б. Крумана. (11)}$$

Значения σ_{np} вычисленные по этим формулам отличаются не более, чем на 5 – 10 %.

Также известен метод вычисления предельного приведенного напряжения по А.С. Вирновскому для насосной штанги стандартной конструкции, на основе модифицированной диаграммы Гудмана [8].

Сила трения равная 4 кН, вызовет в штангах диаметром 16 мм амплитудное напряжение равное 20 МПа. Приведенное напряжение например, для стали 20Н2М при нормализации равно 60 – 90 МПа. Как видно, примерно треть от допускаемой нагрузки создается только силами трения, в то время как аналогичные статические нагрузки, согласно формуле М.П. Марковца вызовут приведенные напряжения в пять раз меньше, равные 4 МПа. По этой причине для увеличения долговечности штанговой колонны необходимо в первую очередь учитывать знакопеременные нагрузки – силы трения, инерционные и вибрационные нагрузки/

Формула М.П. Марковца наглядно показывает долю σ_a при расчете приведенного напряжения – она в пять раз больше, чем влияние σ_{cp} .

Из теории усталостной прочности известна более точная формула определения приведенных напряжений, чем формула М.П. Марковца [9]

$$\sigma_{np} = \sigma_a \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} + \psi_\sigma \sigma_{cp}, \quad (12)$$

где k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений;

ε_σ – масштабный коэффициент;

β_σ – коэффициент состояния поверхности, зависящий от шероховатости поверхности и механических свойств поверхностного слоя, наличия коррозионных повреждений, упрочняющей поверхностной обработки;

ψ_σ – коэффициент влияния постоянных нормальных напряжений.

Для определения запасов усталостной прочности следует учесть возможный характер изменения переменных и постоянных напряжений [9].

Зависимость предельного значения амплитуды переменных напряжений (предела выносливости по амплитуде при асимметричном цикле) σ_a от среднего (статического) напряжения σ_{cp} , $\sigma_a = f(\sigma_{cp})$ имеет вид, представленный на рис. 4 [10].

Для упрощения расчетов используют линейную зависимость, например формулу М.П. Марковца.

Количество циклов до разрушения является случайной величиной поскольку практика показывает, что колонна может работать надежно с превышением допустимого напряжения, либо, наоборот, число обрывов может увеличиться при более низких напряжениях.

Выше рассмотрено трение при наличии смазки. В случае сухого трения, например, при спуске или подъеме насоса или при его запуске, при трении штанг о НКТ, плунжера о цилиндр, колебания силы трения могут привести к релаксационным колебаниям, которые при определенном энергетическом балансе приводят к незатухающим автоколебательным процессам [4], что отрицательно сказывается на долговечности штанг.

Релаксационные колебания по сравнению с обычными колебаниями сил трения имеют

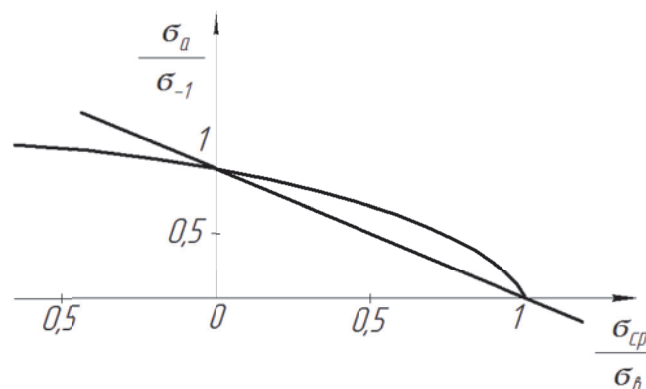


Рис. 4. Влияние статического напряжения на предел выносливости (кривая предельных амплитуд)

амплитуду в три - четыре раза меньше. Но их частота гораздо выше. По расчетам один цикл релаксационных колебаний происходит за полторы-две секунды, вследствие чего 10 млн. циклов достигается за гораздо меньший промежуток времени.

Колонна штанг, является упругой системой. Ограниченная жесткость штанг за счет упругих деформаций, приводит к рассогласованию движения устьевого штока и плунжера. Рассогласование возможно как по скорости, так и по перемещению. Способствует рассогласованию повышенная вязкость нефти.

Релаксационные колебания вызываются нестабильностью сил трения при контактном взаимодействии перемещающихся тел, разницей сил трения покоя и скольжения. При малых скоростях перемещения наблюдается прерывистое движение в виде «остановки» и «скачка».

Коэффициент прерывистости движения при релаксационных колебаниях

$$\psi = \frac{R_1 - R_2}{mrv}, \quad (13)$$

где R_1 – сила трения покоя, Н;

R_2 – сила трения скольжения, $R_1 > R_2$, Н;

m – масса плунжера, кг;

p – частота собственных колебаний колонны штанг; $p^2 = c/m$, 1/с;

c – жесткость колонны штанг, Н/м;

v – скорость перемещения головки балансира, м/с.

Релаксационные колебания характеризуются следующими основными параметрами: временем от момента срыва до новой остановки (продолжительностью скачка) T_1 , временем остановки T_2 , периодом колебаний T , максимальной скоростью при скачке V_{\max} , и другими.

$$T_1 = \frac{2}{p}(\pi - \arctg \psi), \quad (14)$$

$$T_2 = \frac{2\psi}{p}, \quad (15)$$

$$T = T_1 + T_2 = \frac{2}{p}(\pi + \psi - \arctg \psi), \quad (16)$$

Релаксационные колебания возможны лишь при скоростях ниже критических.

В теории фрикционных колебаний введено понятие критической скорости. Если известны свойства упругой системы (жесткость, масса, трение, коэффициент затухания), то критическое значение скорости v_c приближенно имеет вид

$$v_c = \frac{R_1 - R_2}{\sqrt{4\pi\theta cm}}, \quad (17)$$

где θ – коэффициент затухания.

Коэффициент затухания θ изменяется в пределах 0,012-0,160 [11].

При скорости перемещения устьевого штока больше критического значения, движение штанговой колонны и плунжера происходит непрерывно, а при скоростях меньших критического значения неизбежно их скачкообразное перемещение.

Принимая глубину подвески насоса 1000 м, $R_1 = 4$ кН, $R_2 = 0,75 R_1$, $\theta = 0,012$ согласно (17) получаем значения критических скоростей для штанг диаметром 16 мм, 19 мм, 22 мм, 25 мм, 28 мм. Они соответственно равны 0,32 м/с, 0,22 м/с, 0,17 м/с, 0,13 м/с, 0,10 м/с. Полученные значения скоростей входят в рабочий диапазон современных станков-качалок.

Период релаксационных колебаний для штанг диаметром 16 мм и длиной штанговой колонны 1000 м, рассчитанный, по формуле (4) при скоростях устьевого штока менее 0,32 м/с равен 1,5 с. Десять миллионов циклов при амплитуде 1 кН достигается за 77 суток.

В современных условиях в связи с стремлением обеспечить непрерывные режимы откачки при эксплуатации малодебитных скважин, часто используется тихоходный режим работы станка-качалки [13]. При таких режимах возможно возникновение релаксационных колебаний, которые в виду их большой частоты, могут оказаться опасными и потребуют дополнительных мер для их предупреждения.

ВЫВОДЫ

При подборе ШСНУ необходимо учитывать влияние амплитудных напряжений от сил трения в плунжерной паре даже при статическом режиме работы ШСНУ. Наиболее неблагоприятные условия – возникновение сухого трения. При сухом трении колебания силы трения могут перейти в релаксационные колебания и привести к автоколебательным процессам, что вызовет увеличение циклов знакопеременных напряжений и снизит долговечность штанговой колонны.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чичеров Л.Г. Нефтепромысловые машины и механизмы Учебник для вузов. М.: Недра, 1983. 312 с.
2. Мищенко И.Т. Скважинная добыча нефти: учебное пособие для вузов по специальности «Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений». 2-е изд. М.: Нефть и газ, 2007. 826 с.
3. Зубаиров С.Г. Исследование закономерностей изменения сил трения насосных штанг о трубы в процессе эксплуатации // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. Тюменский индустриальный университет. 1999. №5. С. 20-24.
4. Ишемгузин И.Е. Автоколебания штанговой колонны при глубиннонасосной добыче нефти // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. ВНИИОЭНГ. 2012. №1. С. 13-16.

5. Молчанов Г.В., Молчанов А.Г. Машины и оборудование для добычи нефти и газа. М.: Недра, 1984. 281 с.
6. Справочник по добыче нефти / К.Р. Уразаков, С.Е. Здолик, М.М. Нагуманов и др. [под ред. К.Р. Уразакова]. СПб.: ООО «Недра», 2012. 672 с.
7. Методика расчета подъемной силы, действующей на цилиндр дифференциального насоса / К.Р. Уразаков, Б.М. Латыпов, А.Г. Комков, И.А. Мухин // Нефтегазовое дело: науч.-техн. журн. УГНТУ. 2016. Т.14, №3. С. 78-83.
8. Анализ методов расчета допустимого приведенного напряжения в насосных штангах / Р.Н. Бахтизин, К.Р. Уразаков, Р.Р. Ризванов, А.Г. Комков // Институт НИПИ «Нефтегаз» ГНКАР, 2015. Т.4. №4. С. 23-30.
9. О необходимости учета вибрации при конструировании элементов буровой колонны / М.Ф. Зайяев, В.У. Ямалиев, Е.М. Абуталипова, А.Н. Авренюк // Химическое и нефтегазовое машиностроение, 2016. № 9. С 45-48.
10. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1979. 702 с
11. Ишемгузин И.Е. Рассогласование движения устьевого штока и плунжера насоса при релаксационных колебаниях // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. ВНИИОЭНГ. 2010. № 5. С. 4-8
12. Theoretical dynamometer card calculation taking into account complications in the sucker rod pump operation / R.N. Bakhtizin, K.R. Urazakov, S.F. Ismagilov, A.S. Topolnikov / Neftyanoe Khozyaistvo - Oil Industry. 2014. №1. Pp. 90-93.
13. Yamaliev V.U., Ishemguzhin E.I., Gorshunova L.P. Perspectives for designing fluid cleaners (from patent documentation) // Chemical and Petroleum Engineering. 1991. Vol. 27. Issue 9. Pp 501-505.
14. Yamaliev V.U., Salakhov T.R., Dubinsky V. A field-proven methodology for real-time drill bit condition assessment and drilling performance optimization // Society of Petroleum Engineers - SPE Russian Oil and Gas Technical Conference and Exhibition, 2008.

FRICION ASSESSMENT PLUNGER TO BARREL OF SUCKER ROD PUMP IN DESIGN ROD STRING

© 2017 V.U. Yamaliev, I.E. Ishemguzhin, B.M. Latypov

Ufa State Oil Technical University

The article considers the influence of friction forces on the durability of sucker rod string. Considered dry and viscous friction of plunger to barrel, and the influence of hydrodynamic forces arising from the movement of the plunger in the liquid in the annular gap plunger assembly. There are the influence of these frictional forces on the amplitude component in the calculation of the above stresses. It is shown that in spite of the lower amplitude of the relaxation oscillations, they also have a negative impact on the durability of rod string due to their high frequency.

Keywords: sucker rod pump, plunger, friction, design.

Vil Yamaliev, Doctor of Technics, Professor at the Technological Machines and Equipment Department. E-mail: vilyzich@yandex.ru

Igor Ishemguzhin, Candidate of Technics, Associate Professor at the Technological Machines and Equipment Department. E-mail: ishemguzhin@yandex.ru

Bulat Latypov, Candidate of Technics, Associate Professor at the Technological Machines and Equipment Department. E-mail: bulatti@hotmail.com