

УДК 622.692

## МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ СБОРНОЙ НАСОСНОЙ ШТАНГИ

Ризванов Р.Р.<sup>1</sup>, Хакимов Т.А., Уразаков К.Р.

Уфимский государственный нефтяной технический университет, г.Уфа  
e-mail: <sup>1</sup>ramil@rbctmail.ru

**Аннотация.** В статье приводится методика расчета допустимых моментов завинчивания элементов насосной штанги новой конструкции. Приводится обоснование необходимости завинчивания головок штанги с натягом и получены критерии для оптимального подбора момента.

**Ключевые слова:** составная насосная штанга, завинчивание, натяг

Эксплуатация скважин при помощи установок скважинного штангового насоса (УСШН) осложняется обрывами насосных штанг, которые составляют 30...40% от всех отказов [1]. Это связано как с технологией производства насосных штанг, так и с конструктивной особенностью высаженной части. Для повышения работоспособности предложена насосная штанга принципиально новой конструкции, которая состоит из тела штанги, упорного кольца, головки, имеющей внешнюю резьбу, головки, имеющей внутреннюю резьбу (ис. 1) [2].

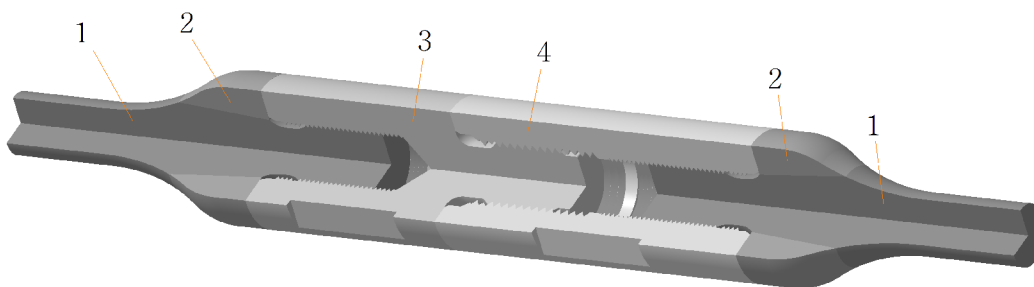


Рис. 1. Новая конструкция насосной штанги в сечении:

- 1 – тело штанги; 2 – упорное кольцо;
- 3 – головка, имеющая внешнюю резьбу;
- 4 – головка, имеющая внутреннюю резьбу.

Натяг в резьбовых соединениях в элементах сборной головки необходимо обеспечивать так, чтобы при максимальной нагрузке на штангу сохранить целостность её головки без расстыковки резьбовых соединений и обеспечить устойчивую прочность соединения. Для этого необходимо определение минимального и максимального момента завинчивания резьбовых головок с натягом. Расчет произведен для конструкции штанги 19 мм (ис. 2).

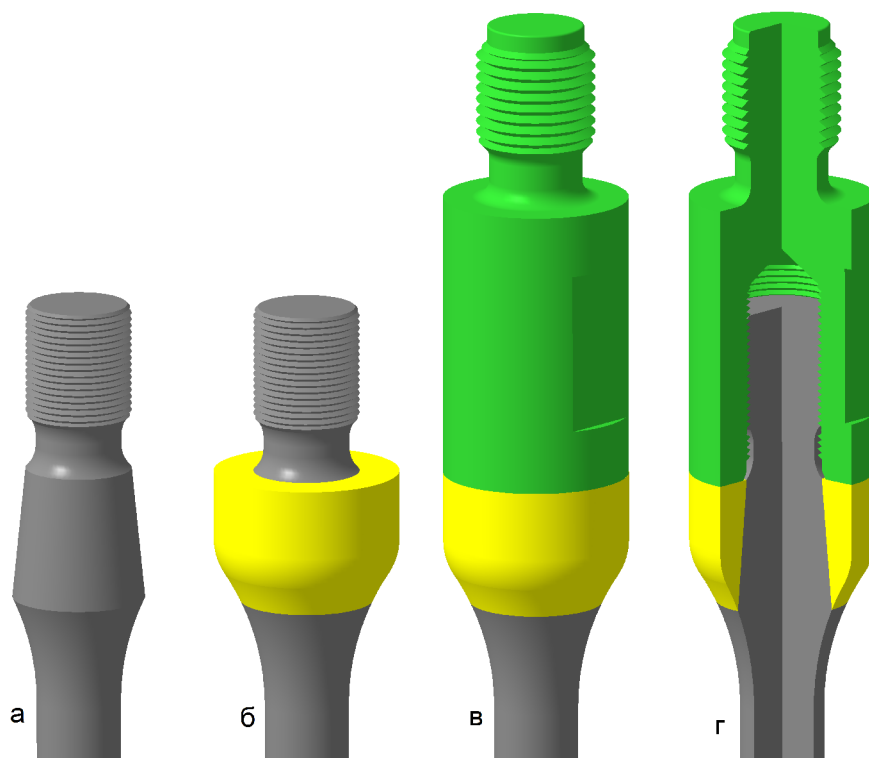


Рис. 2. Новая конструкция насосной штанги в разобранном виде:

а – высаженный пруток; б – пруток с запрессованным кольцом;

в – с завинченной резьбовой головкой; г – разрез головки.

Для расчетов выбрана условно-вертикальная скважина глубиной 3250 м со следующей конструкцией штанговой колонны, подобранной из таблицы АзНИ-ПИнефть [3]:

– конструкция колонны: 25 мм – 21 %, 22 мм – 23 %, 19 мм – 56 %;

– диаметр плунжера насоса: 28 мм.

Дополнительно принято:

– модуль Юнга материала штанги:  $2 \cdot 10^5$  МПа;

– коэффициент Пуассона материала штанги: 0,3;

– коэффициент трения: 0,2;

– давление на приеме насоса: 2,5 МПа.;

– плотность добываемой жидкости:  $950 \text{ кг/м}^3$ ;

– масса 1 м стальной насосной штанги 19 мм: 2,33 кг;

Длина ступени 19-миллиметровой штанги составляет 1820 м. Нагрузки на верхнюю штангу 19 мм ступени колонны:

$$P_{\max} = H_x m_1 g - H_x \rho V_1 g + \rho g H (S_p - S_r) - \rho g H_0 S_p, \quad (1)$$

$$P_{\min} = H_x m_1 g - H_x \rho V_1 g, \quad (2)$$

где  $P_{\max}$ ,  $P_{\min}$  – максимальная и минимальная нагрузка в верхней части ступени 19 мм;  $H_x$  – расстояние от плунжера насоса, на котором вычисляется максимальная и минимальная нагрузка;  $H$  – высота столба жидкости внутри насосной тру-

бы;  $H_0$  – высота столба жидкости от плунжера в затрубном пространстве;  $m_1$  – масса погонного метра штанговой колонны 19 мм;  $V_1$  – объем погонного метра штанговой колонны 19 мм;  $S_p$  – площадь плунжера;  $S_r$  – площадь поперечного сечения штанги 19 мм.

Расчет по формулам (1), (2) показал, что максимальная и минимальная нагрузка цикла на верхней штанге ступени – 45,4 и 36,9 кН. По условию поставленной задачи: исключение расстыковки резьбовых соединений головки должно обеспечиваться при осевом растягивающем усилии с учетом запаса прочности 57 кН.

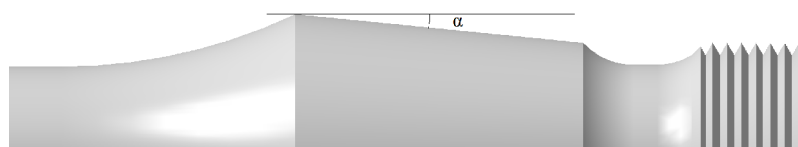


Рис. 3. Угол наклона высаженного, конического участка прутка

Технология сборки головки, обеспечивающая данный критерий, предусматривает в качестве первого этапа запрессовку упорного кольца на высаженную коническую часть прутка. Сопряжение кольца и тела штанги происходит по наклонной поверхности с углом  $\alpha$  к оси. Чем глубже садится кольцо, тем с большей силой кольцо прижимается к прутку. При этом прижимающая сила направлена перпендикулярно к оси штанги и при достижении условия  $\mu \geq \operatorname{tg} \alpha$  происходит фиксация кольца на прутке.

Для данной конструкции штанги выбран  $\alpha = 5,71^\circ$ , который обеспечивает выполнение вышеприведенного условия  $\mu \geq 0,1$  для металлических контактов. Взаимосвязь силы осевой запрессовки кольца и силы, с которой прижимается кольцо к прутку, определяется следующим выражением:

$$F_n = \frac{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha} F_{np}, \quad (3)$$

где  $F_n$  – сила запрессовки кольца,  $F_{np}$  – сила прижатия кольца к прутку. Расчет искомой силы прижатия кольца к прутку затрудняется тем, что при растяжении прутка происходит его деформация сужением (уменьшением диаметра) на краях высаженной конической области (ис. 4).

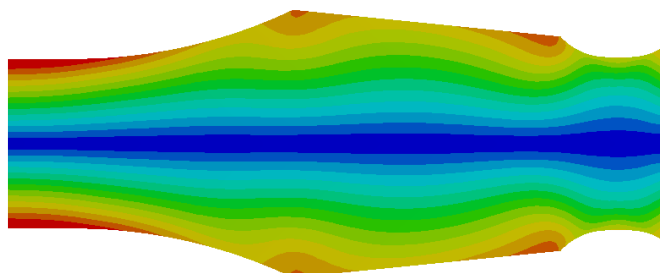


Рис. 4. Деформации в высаженной части прутка при растяжении

Моделированием методом конечных элементов итеративно вычислена необходимая сила прижатия внутренней поверхности кольца к конической части прутка 21 кН (ис. 5, сплошная линия), которая практически полностью ослабевает при растяжении прутка в 57 кН. Из графиков видно снижение прижимающей силы кольца при увеличении растягивающей силы. Множество графиков имеет одинаковый линейный характер, из которого в общем виде зависимость силы прижатия соединения кольцо-пруток представляется как произведение усилия внешнего растяжения и коэффициента 0,37.

Исходя из вычисленного значения прижимающей силы по зависимости (3) определяется минимальная необходимая сила запрессовки кольца, величина которой равна 6,45 кН. Посадка кольца с натягом на пруток создает поперечные сжимающие напряжения (ис. 6).

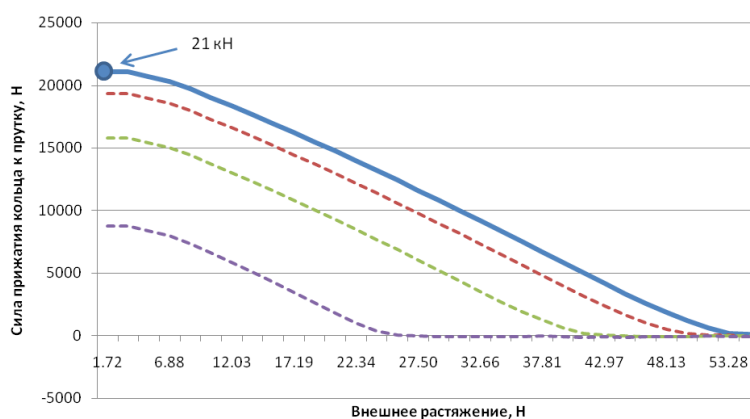


Рис. 5. Диаграмма изменения нагрузки кольца на пруток от положения покоя до максимального растяжения

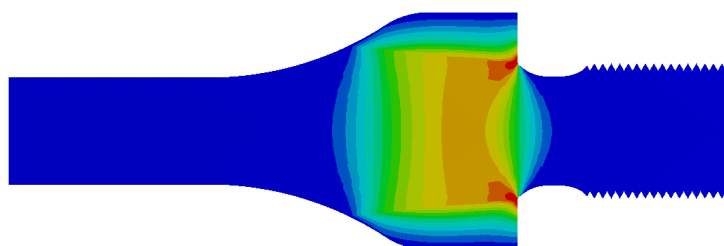


Рис. 6. Поперечное сжатие по телу штанги после посадки кольца

Достаточное условие нераскрытия сопряжения кольца и резьбовой головки достигается, если при растяжении с заданным усилием 57 кН сила прижатия соединения снижается до 0. Для удовлетворения этого условия, итеративно вычислено значение начальной силы прижатия торцевых поверхностей резьбовых головок и кольца равное 24,9 кН (ис. 7), которое вычисляется в общем виде произведением усилия внешнего растяжения и коэффициента 0,44. Соблюдение этого условия приводит к увеличению прижимающей силы внутренней поверхности кольца к конусной части прутка от 21,01 кН до 81,56 кН. Увеличение осевой силы запрес-

совки от 6,45 кН до 24,90 кН и выполнение конусности в высаженной части прутка с углом  $5,71^\circ$  позволяет рекомендовать производить предварительную запресовку кольца. Вычисленное значение прижимающей силы торцевых поверхностей резьбовой головки и кольца позволяет легко рассчитать момент  $M$  затяжки резьбовой головки по формуле (4) и составляет 157 Н·м:

$$M = F \left( \frac{1}{1 - \frac{sf}{2\pi r \cos \alpha'}} \left( \frac{s}{2\pi} + \frac{rf}{\cos \alpha'} \right) + \mu R \right), \quad (4)$$

где  $F$  – сила осевого прижатия головки к торцу кольца;  $r$  – средний радиус резьбы,  $r=0,01135$  м;  $s$  – шаг резьбы,  $s=1,5$  мм;  $f$  – коэффициент трения на контакте резьбы,  $f=0,2$ ;  $\mu$  – коэффициент трения на стыке головки и кольца,  $\mu=0,2$ ;  $\alpha'$  – угол наклона рабочей грани витка,  $\alpha'=30^\circ$ ;  $R$  – средний радиус касания резьбовой головки и кольца,  $R=17$  мм.

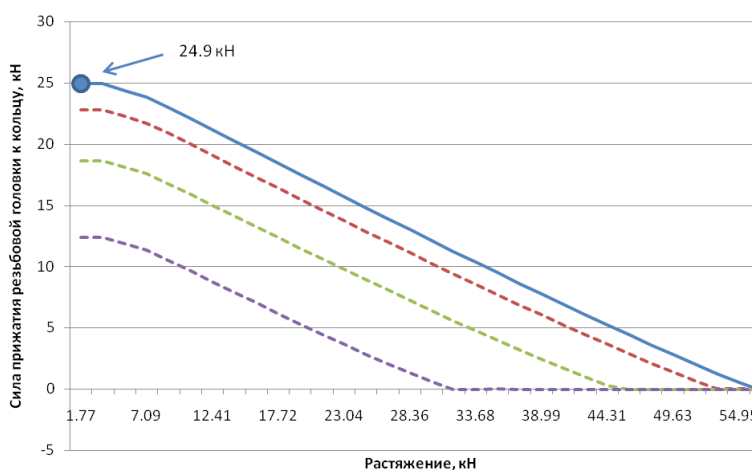


Рис. 7 Диаграмма изменения силы прижатия резьбовой головки к кольцу при увеличении растягивающей силы

Обеспечение этого момента завинчивания вызывает возникновение напряжений в кольце, карты распределения напряжений в динамике приведены на ис. 8. Приложение осевого растягивающего усилия на пруток вызывает появление на резьбовой канавке максимального напряжения, которое показано стрелкой на ис. 9.

Указанное место является концентратором напряжений. Вычислениями по методике, приведенной в [4], получен коэффициент концентрации  $K=1,3$  и напряжение на поверхности канавки в области концентрации 250,7 МПа. Дополнительно проведено численное исследование распределения возникающих напряжений в поперечном сечении канавки в области концентрации напряжений от центра до поверхности. Результаты исследований показали возрастание напряжений от центра до поверхности и в их прямой пропорциональности от внешнего усилия (ис. 10). Внешнее напряжение выше расчетного, полученного по методике [4], и составляет 265 МПа.

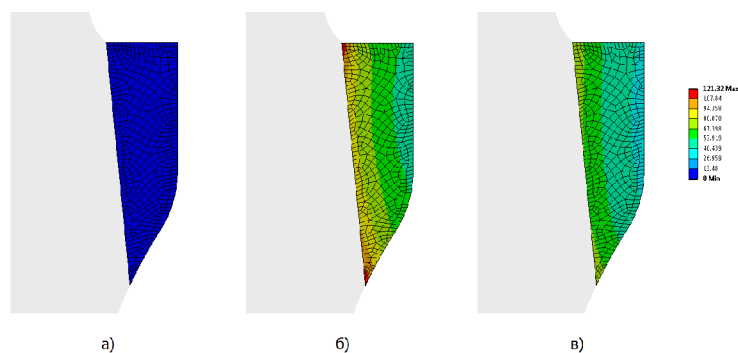


Рис. 8. Нормальные растягивающие напряжения в кольце:  
 а – без посадки на пруток;  
 б – после посадки на пруток и завинчивания с резьбовой головкой;  
 в) после растяжения прутка

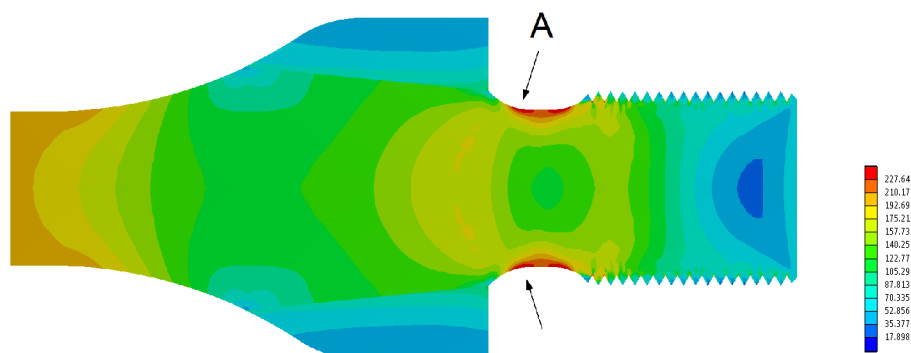


Рис. 9. Эквивалентные напряжения по Мизесу в прутке после посадки кольца и растяжения

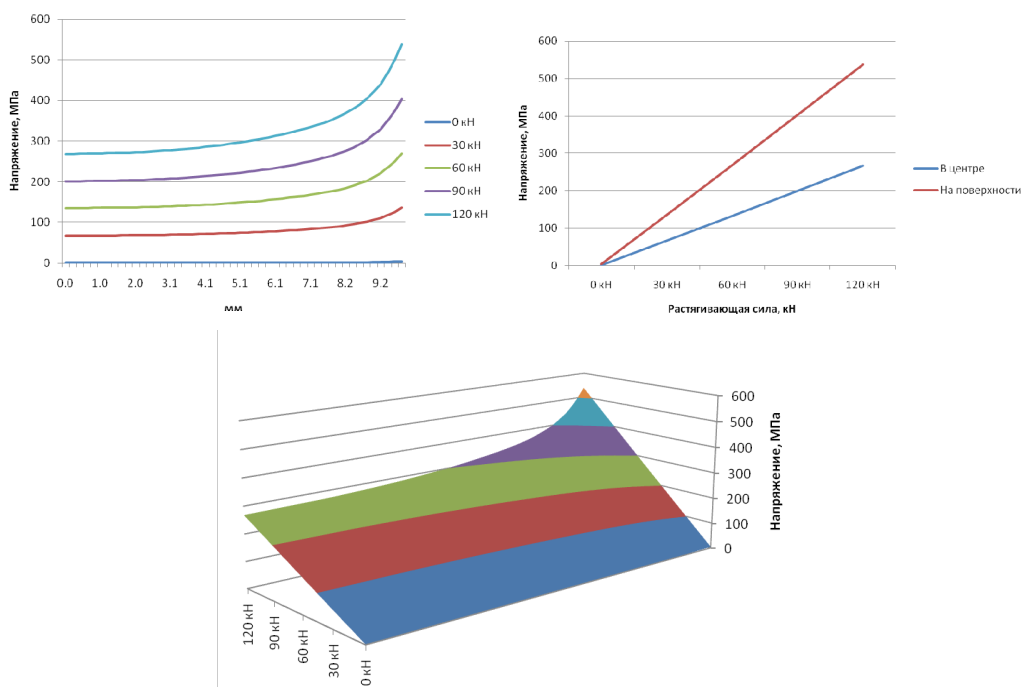


Рис. 10. Распределение напряжений в сечении резьбовой канавки при действии растягивающей силы

Далее, для определения взаимосвязи между внешним усилием и усилия прижатия торцевых поверхностей резьбовой головки – кольца использован закон зависимости силы  $F$  от абсолютного удлинения  $\Delta l$  при жесткости  $k$ :  $F = k \Delta l$ , где ввиду малых деформаций допускается линейность. Жесткость резьбовой канавки и резьбовой головки  $k_1$  и  $k_2$  соответственно, а соответствующие удлинение и сжатие  $x_1$  и  $x_2$ . Принципиальная схема деформаций при завинчивании резьбовой головки и прутка приведена на ис. 11: на соответствующих участках, растяжение – белым прямоугольником, сжатие – черным, высота прямоугольников характеризует величину растяжения или сжатия (ис. 11а). При завинчивании с натягом и растяжении соединительного узла длина резьбовой канавки увеличивается на величину  $x$ , соответственно с аналогичным увеличением длины сжатой торцевой области резьбовой головки (ис. 11б). Из основных соотношений сил, при сохранении давления резьбовой головки на упорное кольцо, можно записать:

$$\begin{cases} k_1(x_1 + x) = F + k_2(x_2 - x) \\ F_n = F_0 + k_1 x \end{cases}, \quad (5)$$

После преобразований получаем зависимость для расчета растягивающей силы на резьбовой головке (6) и силы прижатия головки к кольцу (7) от внешнего растягивающего усилия

$$F_n = \begin{cases} F_0 + \frac{k_1}{k_1 + k_2} F, & F < \frac{k_1 + k_2}{k_2} F_0 \\ F, & F \geq \frac{k_1 + k_2}{k_2} F_0 \end{cases}, \quad (6)$$

$$F_p = F_0 - \frac{k_2}{k_1 + k_2} F, \text{ при } F < \frac{k_1 + k_2}{k_2} F_0 \quad (7)$$

где  $F_0$  – начальная сила прижатия резьбовой головки к кольцу вследствие завинчивания с натягом, равное начальному растягивающему усилию в резьбовой канавке прутка;  $F_g$  – растягивающее усилие в резьбовой канавке при нагружении штанги;  $F_p$  – сила прижатия головки к кольцу;  $F$  – внешнее усилие растяжения. Графическая интерпретация зависимости (6) усилия в канавке резьбового соединения от внешней растягивающей силы представлена на ис. 12.

Обозначив  $\varphi = \frac{k_1}{k_1 + k_2}$  как коэффициент характеризующий интенсивность изменения усилия в резьбовой канавке при изменении внешнего усилия, значение предельной силы нераскрытия можно записать  $F_1 = \frac{1}{1 - \varphi} F_0 = \frac{k_1 + k_2}{k_2} F_0$ . Равенство внешней растягивающей силы и усилия на резьбовой канавке  $F_{gl} = F_1$  свидетельствует об отсутствии давления на упорное кольцо со стороны резьбовой головки. Дальнейшее увеличение растягивающей силы приводит к раскрытию

стыка между кольцом и резьбовой головкой, что недопустимо. При условии положительности коэффициентов жесткости  $k_1$  и  $k_2$ ,  $\varphi \in (0; 1)$ , или при любом внешнем циклическом нагружении меньше  $F_l$ , амплитуда нагрузки на резьбовую канавку будет всегда меньше внешней амплитуды  $\varphi F_A < F_A$ . С точки зрения циклической усталости можно заметить:

1. значения максимального и минимального усилия на резьбовой канавке будут всегда выше внешнего усилия, но это компенсируется уменьшением амплитуды нагружения;

2. меньшее значение  $\varphi$  приветствуется, еще более уменьшая амплитуду цикла и «защищают» соединение от внешней знакопеременной нагрузки, однако чрезмерное уменьшение значения  $\varphi$  приводит к ограничению рабочей области.

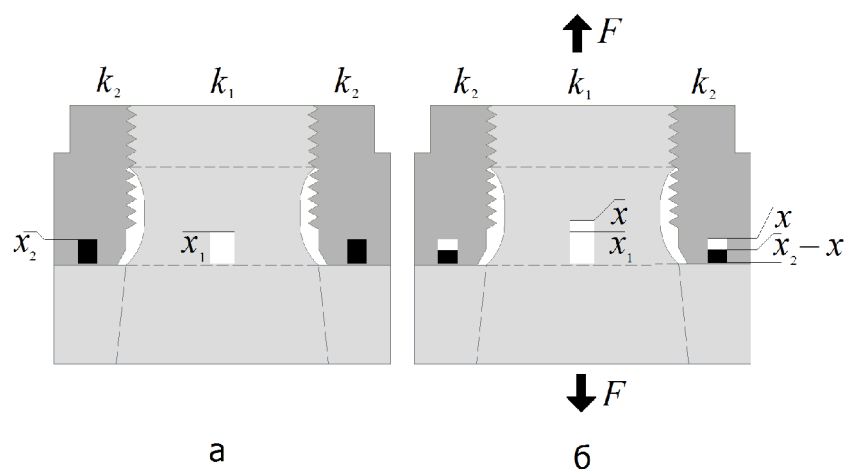


Рис. 11 Деформации в резьбовой канавке и головке:  
а – после завинчивания с натягом; б – после растяжения

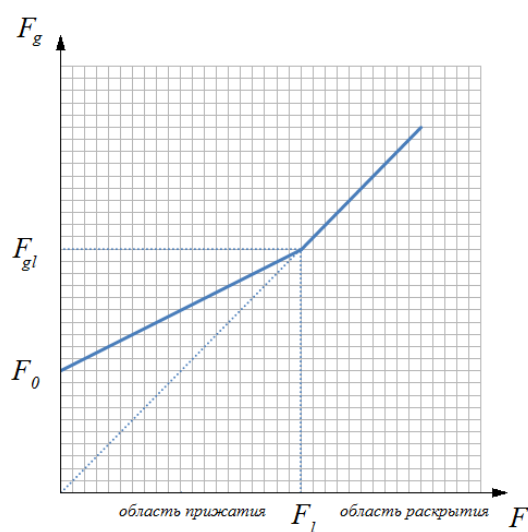


Рис. 12. Визуализация формулы (6)



В нефтепромысловой практике, для оценки степени влияния нагрузок на насосную штангу широкое распространение получило приведенное напряжение [3], которое вычисляется  $\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_{\max} \sigma_a}$  (где  $\sigma_{\max}$  – максимальное напряжение цикла,  $\sigma_a$  – амплитуда напряжения в цикле) и характеризует влияние циклической нагрузки на долговечность. Определим приведенное напряжение на поверхности резбовой канавки

$$\sigma_{gnp} = \sqrt{\sigma_{g \max} \frac{\sigma_{g \max} - \sigma_{g \min}}{2}} = \sqrt{F_{g \max} \frac{K}{S} \left( \frac{F_{g \max} \frac{K}{S} - F_{g \min} \frac{K}{S}}{2} \right)}, \quad (8)$$

где  $\sigma_{g \max} = F_{g \max} \frac{K}{S}$ ;  $F_{g \max} = F_0 + \varphi F_{\max}$ ;  $\sigma_{\max} = F_{\max} \frac{K}{S}$ ;  $\sigma_{g \min} = F_{g \min} \frac{K}{S}$ ;

$F_{g \min} = F_0 + \varphi F_{\min}$ ;  $\sigma_{\min} = F_{\min} \frac{K}{S}$ ;  $K$  – коэффициент концентрации напряжений

на поверхности в точке определения напряжений;  $S$  – площадь сечения включающего точку определения напряжений. При удовлетворении условия (9), из которого приведенное напряжение на поверхности резбовой канавки с завинчиванием с натягом не превышает соответственного значения без натяга:

$$\sqrt{F_{g \max} \frac{K}{S} \left( \frac{F_{g \max} \frac{K}{S} - F_{g \min} \frac{K}{S}}{2} \right)} \leq \sqrt{F_{\max} \frac{K}{S} \left( \frac{F_{\max} \frac{K}{S} - F_{\min} \frac{K}{S}}{2} \right)}, \quad (9)$$

после упрощения:

$$F_{\max} \geq \frac{\varphi}{1 - \varphi^2} F_0. \quad (10)$$

А рассмотрев отношение приведенного напряжения на поверхности резбовой канавки при завинчивании с натягом и без натяга, получаем:

$$\delta = \frac{\sqrt{\sigma_{g \max} \frac{\sigma_{g \max} - \sigma_{g \min}}{2}}}{\sqrt{\sigma_{\max} \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}}} = \sqrt{\varphi \frac{F_0}{F_{\max}} + \varphi^2}, \quad (11)$$

где необходимый минимум соотношения  $\delta$  получается при уменьшении  $\varphi$ ,  $F_0$  и возрастании  $F_{\max}$ .

Результаты исследования зависимости коэффициента  $\varphi$  от величины начальной прижимающей силы показывают нелинейный характер их зависимости (ис. 13). Уменьшение значения коэффициента  $\varphi$  с ростом начальной прижимающей силы, положительно сказывается на напряжениях в сборной головке. Наиболее интенсивное снижение коэффициента наблюдается в интервале от 20 до 60 кН. В первом приближении, как видно из графика на ис. 13, можно допустить  $\varphi = \frac{1}{2}$ , тогда неравенство (10) принимает вид  $F_{\max} > \frac{2}{3} F_0$ , что на практике

является легко достижимым условием, для уменьшения приведенного напряжения на резьбовой канавке.

Исходя из графика на ис. 13, где интенсивное снижение значения  $\varphi$  наблюдается в интервале от 20 до 60 кН, и соотношения (11), оптимально выбрать силу начального прижатия в окрестности 60 кН с соответствующим моментом завинчивания 379 Н·м, тогда условие неперевышения приведенного напряжения (10) приобретает вид  $F_{\max} \geq 33,86$  кН.

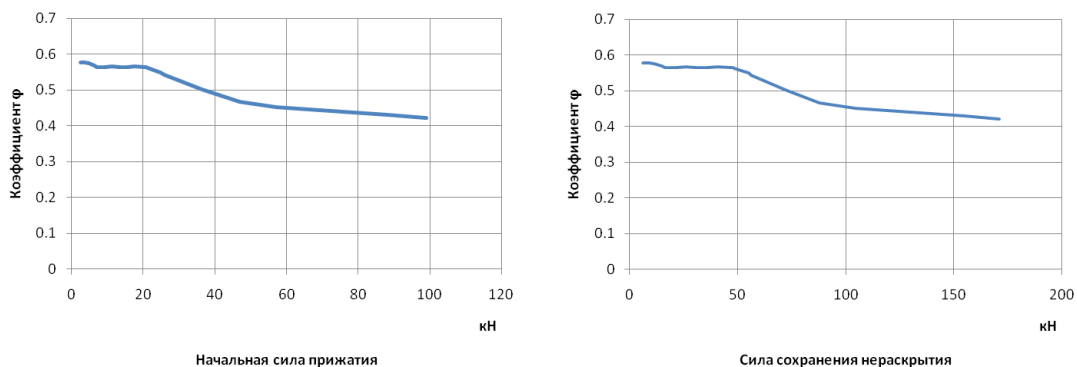


Рис. 13. Исследование коэффициента  $\varphi$

Вышеизложенная теория расчета сборного соединения может быть использована для определения максимальной начальной прижимающей силы по следующему алгоритму:

1. Выбор минимума, не достигаемого при эксплуатации, максимального напряжения цикла на поверхности резьбовой канавки. Может быть выбрано исходя из предела прочности, текучести, усталости материала с запасом прочности.

2. Определение усилия на резьбовой канавке, соответствующее выбранному напряжению, которое является предельной силой сохранения нераскрытия  $F_{gl}$ .

3. Определение коэффициента  $\varphi$  по соответствующему значению  $F_{gl}$ .

4. Вычисление начальной силы прижатия  $F_0 = (1 - \varphi) F_{gl}$ .

5. Вычисление момента завинчивания по формуле (4).

Для сохранения или уменьшения приведенного напряжения, должно по-прежнему выполняться условия  $F_{\max} \geq \frac{\varphi}{\varphi + 1} F_{gl}$ .

При приложении закручивающего момента на резьбовую головку происходит скольжение по резьбе и по торцевой поверхности резьбовой головки и упорного кольца с закручиванием резьбовой канавки. Общие уравнения этого состояния:

$$\begin{cases} \frac{M}{R} - \frac{M_g}{R} = \mu F_0 \\ \frac{M_g}{r} \cos \alpha - F_0 \sin \alpha = \frac{f}{\cos \alpha'} \left( \frac{M_g}{r} \sin \alpha + F_0 \cos \alpha \right) \end{cases}, \quad (12)$$

где  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{2\pi r}$ ;  $M$  – требуемый внешний момент для достижения силы начально-го прижатия  $F_0$ ;  $M_g$  – момент силы на резьбовой канавке.  $M$  выражается в (4).  
Заменив:

$$\zeta = \frac{1}{1 - \frac{sf}{2\pi r \cos \alpha'}} \left( \frac{s}{2\pi} + \frac{rf}{\cos \alpha'} \right), \quad (13)$$

соотношение момента силы образовавшегося на резьбовой канавке к внешнему моменту силы закручивания резьбовой головки:

$$\frac{M_g}{M} = \frac{\zeta}{\zeta + \mu R}, \quad (14)$$

что для конструкции постоянно и составляет 0,453. То есть в резьбовой канавке возникает момент в 2,2 раза меньше, чем требуемый внешний момент для закручивания. Для случая требуемой силы начального растяжения резьбовой канавки 24,9 кН, для обеспечения которого требуется внешний закручивающий момент 157 Н·м, момент на резьбовой канавке составляет 71 Н·м.

Кручение в резьбовой канавке увеличивает эквивалентные напряжения по Мизесу, для анализа этого численно была промоделирована резьбовая канавка (ис. 14). В результате вычислено, что закручивание увеличивает эквивалентные напряжения в 1,265 раз. С учетом этого, закручивание необходимо проводить так, чтобы напряжения в резьбовой канавке не превысили норму. Кроме того, кручение резьбовой канавки практически не изменяет растягивающее усилие, и этим можно пренебречь.

После прекращения действия внешнего момента, силы на резьбовом контакте полностью скомпенсированы, а сила трения на контакте кольца и резьбовой головки больше силы вызываемой моментом закручивания канавки, т.е. обратный сдвиг головки не произойдет. Желательно устранить остаточное закручивание резьбовой канавки. Для этого можно приложить внешнее растягивающее усилие способное снизить до нуля давление на стыке кольца и резьбовой головки, но такое усилие способно привести к необратимым изменениям в прутке штанги. Можно применить к резьбовой головке раскручивающий момент. Для преодоления трения на стыке кольца и резьбовой головки необходим момент

$$M_b = \mu R F_0 - M_g, \quad (15)$$

или в виде соотношения к моменту внешнего закручивания

$$\frac{M_b}{M} = \frac{\mu R F_0}{M} - \frac{M_g}{M}, \quad (16)$$

что для конструкции постоянно и принимает значение 0,1. Но раскручивающий момент не должен превышать  $\mu RF_0$ , выше которого уже начинается обратное закручивание резьбовой канавки, а далее отворот резьбовой головки. Таким образом, для предотвращения обратного закручивания резьбовой канавки, эксплуатационные скручивающие моменты также не должны превышать  $\mu RF_g$ .

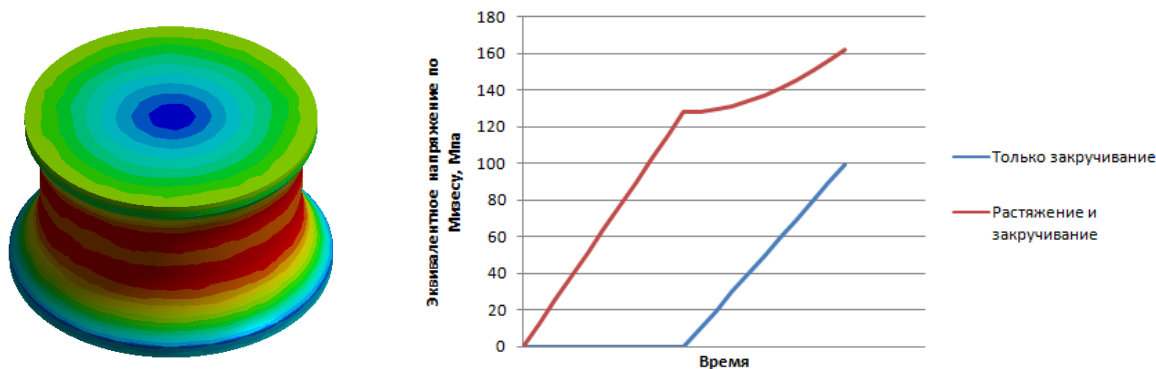


Рис. 14. Моделирование растяжения и кручения резьбовой канавки

При внешнем растяжении соединительного узла, сила прижатия на резьбовом контакте возрастает и ослабевает на контакте головка - кольцо. Момент достаточный для начала отворота резьбового соединения

$$M_{ds} = F_g \frac{1}{1 + \frac{sf}{2\pi r \cos \alpha'}} \left( \frac{f}{\cos \alpha'} - \frac{s}{2\pi r} \right) r + F_p \mu R = F_g \zeta' + F_p \mu R, \quad (17)$$

при обозначении

$$\zeta' = \frac{1}{1 + \frac{sf}{2\pi r \cos \alpha'}} \left( \frac{f}{\cos \alpha'} - \frac{s}{2\pi r} \right) r. \quad (18)$$

Момент  $M_{ds}$  достаточный для начала раскручивания резьбовой головки при внешнем растяжении  $F$ :

$$M_{ds} = F_0 (\zeta' + \mu R) + (\varphi \zeta' - (1 - \varphi) \mu R) F. \quad (19)$$

Для того чтобы этот достаточный момент не убывал при внешней растягивающей нагрузке, необходимо условие

$$\begin{aligned} \varphi \zeta' - (1 - \varphi) \mu R &\geq 0, \\ \frac{\varphi}{1 - \varphi} &\geq \frac{\mu R}{\zeta'}. \end{aligned} \quad (20)$$

Исходя из этого, для повышения сопротивления свинчивания узлов штанги, желательно увеличение значения  $F_0$  особенно при высоких эксплуатационных моментах на малых внешних растягивающих нагрузках, увеличение  $\varphi$  на высоких моментах при натяжении колонны или увеличение коэффициента трения в резьбовом контакте.

Таким образом, разработана методика расчета максимального и минимального допустимого момента завинчивания резьбовой головки, обеспечивающие условие нераскрытия стыка торцевых поверхностей резьбовой головки и упорного кольца в сборной конструкции насосной штанги; получены критерии подбора оптимального момента завинчивания резьбовой головки с точки зрения интенсивности изменения усилия в резьбовой головке при изменении внешнего усилия, из условия снижения приведенных напряжений и работоспособности штанг, с точки зрения усталостной прочности и относительно возникающих моментов в колонне способных свинтить детали штанги.

Дополнительно, для оценки адекватности полученной зависимости (6), численно была проанализирована зависимость напряжения в точке А в области концентрации напряжений на поверхности резьбовой канавки от внешней силы (ис. 15). Расчеты показали линейную зависимость напряжений от внешней растягивающей силы, причем скачок угла наклона к оси абсцисс соответствует отрыву торцевой поверхности резьбовой головки от торцевой поверхности упорного кольца.

Рассмотрим распределение напряжений на поверхности резьбовой канавки, при завинчивании головки с натягом и без натяга и их влияние на усталостную прочность на примере цикла. Сила начального прижатия выбрана 25 кН, максимальное и минимальное значение циклической нагрузки 36,9 кН и 45,3 кН соответственно. Рассмотрим область на резьбовой канавке, подверженную наибольшим напряжениям (ис. 16, ис. 17).

Приведенная зависимость коэффициента асимметрии цикла нагружения от координаты по участку АБ свидетельствует о повышении коэффициента по сравнению с коэффициентом, полученным без натяга (ис. 18).

Кроме того, было зафиксировано уменьшение приведенного напряжения по длине участка АБ по сравнению с завинчиванием без натяга (ис. 19).

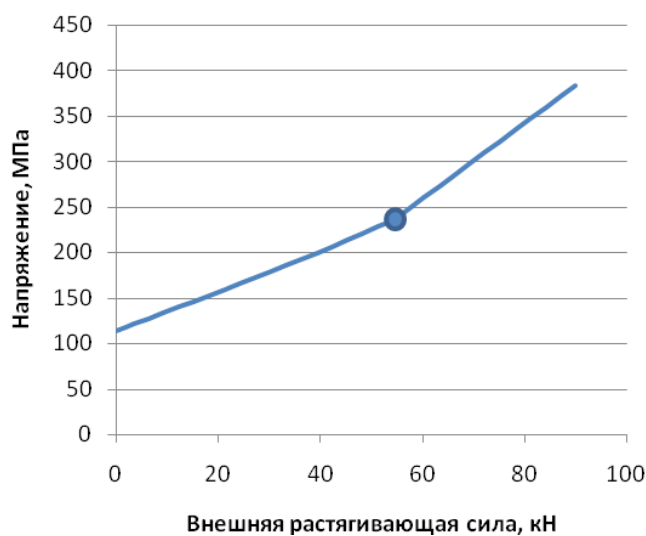


Рис. 15. Зависимость напряжения в точке от внешнего усилия, с обозначенной точкой перегиба

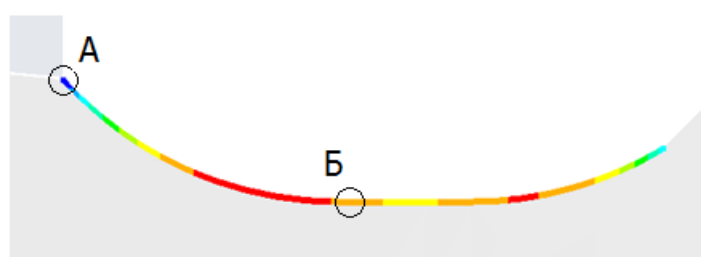


Рис. 16. Область для построения эпюр эквивалентных напряжений от А до Б

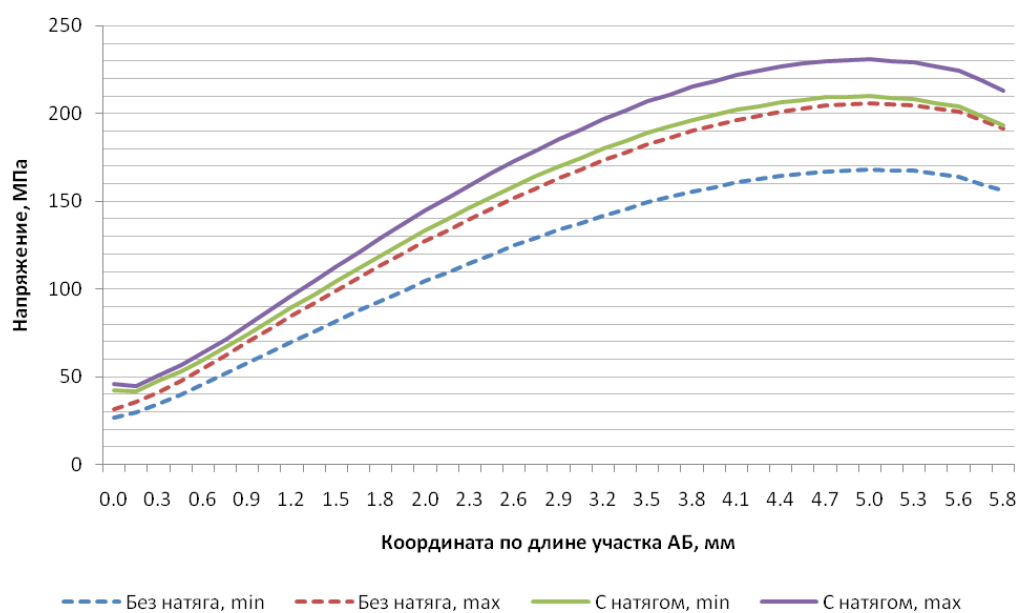


Рис. 17. Распределение напряжений по длине участка АБ

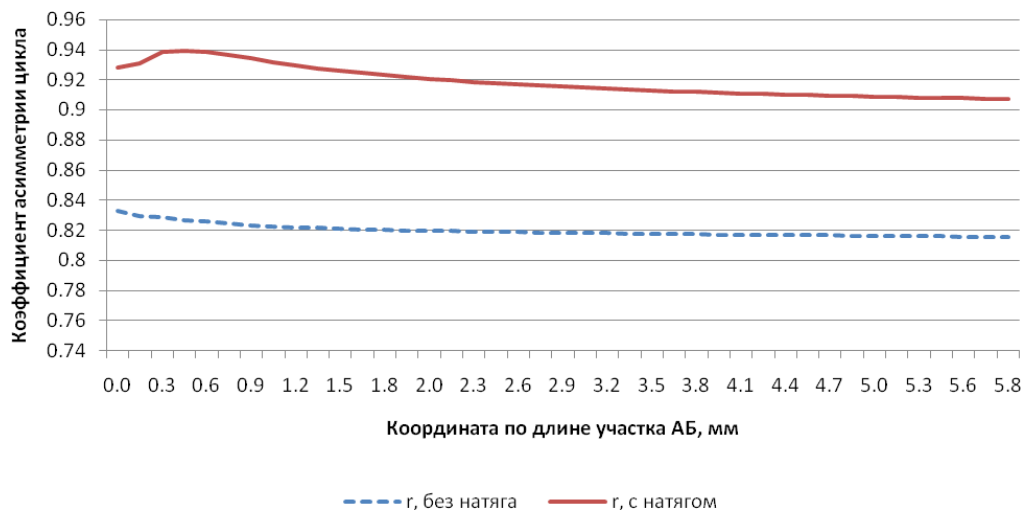


Рис. 18. Распределение коэффициента асимметрии цикла по длине участка АБ

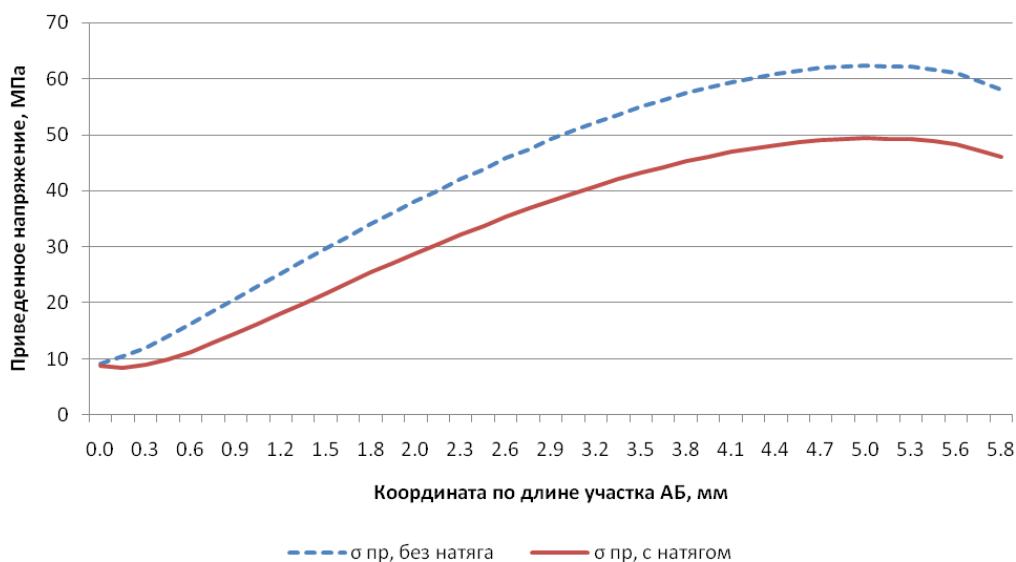


Рис. 19. Распределение приведенного напряжения по длине участка АБ

### Выводы

– Разработана методика расчета допустимого момента предварительной затяжки элементов головки новой насосной штанги, обеспечивающие условие нераскрытия стыка торцевых поверхностей резьбовой головки и упорного кольца в сборной конструкции насосной штанги при создании на нее рабочей осевой нагрузки.

– Получены критерии подбора оптимального момента завинчивания резьбовой головки, учитывающие интенсивность изменения усилия в резьбовой головке при изменении внешнего усилия, обеспечивающие необходимое сопротивление отвороту и позволяющие снизить приведенные напряжения и увеличить работоспособность, усталостную прочность головки штанги при эксплуатации.

– Получена параметрическая зависимость усилия в канавке и максимального напряжения на её поверхности в резьбовом соединении от внешней растягивающей силы, а также показан характер изменения этой зависимости при изменении начальной силы прижатия или предельной силы нераскрытия.

### Литература

1. Ивановский В.Н., Сабиров А.А., Каштанов В.С., Донской Ю.А., Маляревский А.В. Почему рвутся штанговые колонны? // Территория Нефтегаз. 2007. № 3. С. 34-37.
2. Бахтизин Р.Н., Уразков К.Р., Ризванов Р.Р. Новая конструкция насосной штанги // Электронный научный журнал "Нефтегазовое дело". 2011. № 4. С. 66-73. URL: [http://www.ogbus.ru/authors/Bakhtizin/Bakhtizin\\_2.pdf](http://www.ogbus.ru/authors/Bakhtizin/Bakhtizin_2.pdf)
3. Мищенко И.Т. Расчеты в добыче нефти. М.: Недра, 1989. 245 с.
4. Савин Г.Н., Тульчий В.И. Справочник по концентрации напряжений. Киев: Вища школа, 1976. 412 с.



## MODELING OF STRESS STATE OF COMPOSITE SUCKER ROD ELEMENTS

Rizvanov R.R.<sup>1</sup>, Khakimov T.A., Urazakov K.R.

*Уфимский государственный нефтяной технический университет, г.Уфа*  
*e-mail: <sup>1</sup>ramil@rbcmil.ru*

**Annotation.** *The article describes the method for admissible torques estimation method of new composite sucker rod construction. It's described grounds of preloaded screwing necessity and derived the criteria of torque selection.*

**Keywords:** *composite sucker rod, screwing, preload*

### References

1. Ivanovskii V.N., Sabirov A.A., Kashtanov V.S., Donskoi Yu.A., Malyarevskii A.V. Pochemu rvutsya shtangovye kolonny? (Why are broken rod string), *Territoriya Neftegaz*, 2007, Issue, pp. 34 - 37.
2. Bakhtizin R.N., Urazkov K.R., Rizvanov R.R. Novaya konstruktsiya nasosnoi shtangi (New sucker rod design), *Electronic scientific journal "Oil and Gas Business"*, 2011, Issue 4, pp. 66-73. [http://www.ogbus.ru/authors/Bakhtizin/Bakhtizin\\_2.pdf](http://www.ogbus.ru/authors/Bakhtizin/Bakhtizin_2.pdf)
3. Mishchenko I.T. Raschety v dobyche nefi (Calculations in oil production). Moscow, Nedra, 1989. 245 p.
4. Savin G.N., Tul'chii V.I. Spravochnik po konsentratsii napryazhenii (Stress concentration handbook). Kiev, Vishcha shkola, 1976. 412 p.