

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТИПА РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСНЫХ ШТАНГ

УДК 622.249

THE ANALYSIS OF STRENGTH CHARACTERISTICS OF PUMP RODS WITH VARIOUS TYPES OF CARVING CONNECTIONS

Уразаков К.Р., Мухин И.А.,
Хакимов Т.А.

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

K.R. Urazakov, I.A. Mukhin,
T.A. Hakimov

FSBEI HPE "Ufa State Petroleum
Technological University",
Ufa, the Russian Federation

Эксплуатация установок скважинных штанговых насосов на различных месторождениях страны показывает, что одним из наиболее слабых элементов является колонна насосных штанг. Обрыв насосных штанг в большинстве случаев является основной причиной отказов в скважинах с большой глубиной подвески насосов. Исследуя зарубежный опыт производства и эксплуатации штанговых колонн, возможно заметить, что производители применяют типы резьбовых соединений отличающиеся от стандартов ISO 10428 и API Spec 11B. Разработка новых типов резьбовых соединений является одним из методов повышения межремонтного периода установок скважинных штанговых насосов. Известные методы анализа, применяемые для оценки прочностных характеристик и остаточного ресурса, позволяют прогнозировать износ в зависимости от нагрузок, качества материала штанг и т.п. Использование параметрической оптимизации в численных пакетах моделирования, как одного из инструментов прогнозирования, позволяет провести проверку инженерных выкладок путём изменения геометрических параметров модели, с вынесением мотивированного заключения.

В процессе эксплуатации насосные штанги подвергаются действию статических, циклических и динамических нагрузок, которые изменяются от максимума при ходе штанг вверх, до минимума - при ходе вниз. В процессе спуско-подъемных операций нагрузка в подвешенной колонне штанг приходится на резьбовое соединение, вследствие захвата элеватором только головки штанг, что приводит к преждевременному разрушению резьбы. В практике эксплуатации штанг их цикл нагружения меняется асимметрично, причем величина асимметрии меняется по длине колонны.

В работе приведены результаты имитационного моделирования резьбового соединения насосных штанг с новой конструкции повышенной прочности, позволяющей увеличить межремонтный период работы глубоких скважин, оборудованных штанговыми установками.

Operation of installations downhole rod pumps in various fields of the country shows that one of the weakest elements of a rod string. Open sucker rods in most cases is the main cause of failures in wells with great depth suspension pumps. Exploring the foreign experience of production and operation rod columns may be noted that manufacturers use different types of threaded connections of the ISO 10428 and API Spec 11B. Development of new types of threaded connections is one of the methods to improve the turnaround time settings shtanogovyh downhole pumps. Known methods of analysis used to assess the strength characteristics of a residual resource and allow to predict wear depending on the load, the material quality rods, etc. Using parametricheskoy optimization numerical simulation package, as a tool for prediction allows to inspect engineering calculations by changing the geometric parameters of the model, the imposition of a reasoned conclusion.

In the operation of the pump rods exposed static and cyclic dynamic loads that vary from a maximum at the rod during the upward to a minimum - under the downstroke. During tripping load suspended on the column rods have threaded joint by capturing only the elevator head rod, which leads to premature breaking of the thread. In practice, their operating rod loading cycle varies asymmetrically, and the asymmetry varies along the length of the column.

The paper presents the results of a simulation of sucker rods threaded connection with a new design with increased strength, allowing them to extend the turnaround time of deep wells equipped with sucker rod installations.

Ключевые слова: насосные штанги, коническая резьба, цилиндрическая резьба, предел прочности, циклическая усталость, прочность, ANSYS.

Key words: sucker rods, tapered thread, straight thread, tensile strength, cyclic fatigue, strength, ANSYS.

Эксплуатация установок скважинных штанговых насосов (УСШН) на нефтяных месторождениях страны показывает, что одним из наиболее слабых элементов является колонна насосных штанг. Обрыв

насосных штанг в большинстве случаев является основной причиной отказов в скважинах с большой глубиной подвески насоса. В этой связи на месторождениях, где требуется высокий напор насоса, используются исключительно электроцентробежные установки, включая малодобитные скважины, работающие в режиме периодической откачки [1].

Конструктивной особенностью насосной штанги является наличие переходной зоны на двух

небольших участках, прилегающих к головкам штанги. Длина этих участков от жесткого резьбового соединения к гибкому телу штанги не превышает 200-250 мм.

Схематичное изображение насосной штанги представлено на рисунке 1.

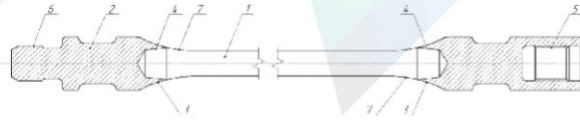


Рисунок 1. Насосная штанга глубинного насоса:

1 – пруток; 2 – резьбовые головки; 3 – концы резьбовых головок, обращенные к прутку; 4 – внутренняя резьба для соединения с прутком; 5 – внутренняя резьба для соединения штанг в колонну; 6 – наружная резьба для соединения штанг в колонну; 7 – концы прутка

В процессе эксплуатации насосные штанги подвергаются действию статических, циклических и динамических нагрузок, которые изменяются от максимума при ходе штанг вверх, до минимума - при ходе вниз. В процессе спускоподъемных операций нагрузка в подвешенной колонне штанг приходится на резьбовое соединение, вследствие захвата элеватором только головки штанг, что приводит к преждевременному разрушению резьбы. В практике эксплуатации штанг их цикл нагружения меняется асимметрично, причем величина асимметрии меняется по длине колонны. Число циклов нагружения на практике меняется от 4 до 12 качаний в минуту.

При ходе штанги вниз на нижнюю часть колонны насосных штанг действуют сжимающие напряжения. Эти силы вызваны трением плунжера в цилиндре и гидравлическим сопротивлением откачиваемой жидкости, проходящей через нагнетательный клапан.

Наряду с механическими нагрузками колонна насосных штанг подвергается одновременному воздействию агрессивной продукции скважины, представляющей собой многокомпонентную смесь, состоящую из нефти, высокоминерализованной пластовой воды и растворенных агрессивных газов (различные углеводородные газы, H_2S , CO_2).

Совместное воздействие коррозионно-активной среды и механических нагрузок вызывает коррозионно-механическое усталостное разрушение насосных штанг, приводящее к их обрыву, что подтверждается исследованиями, выполненными рядом авторов.

Целью данной работы является исследование прочностных характеристик различных типов резьбовых соединений насосных штанг и увеличение межремонтного периода путём разработки оптимальной конфигурации профиля резьбы.

Исследования по увеличению межремонтного периода штанговых установок, путём разработки оптимальной конструкции насосных штанг проводились рядом авторов [2]. В своих работах авторы проводили исследование напряжённо-деформированного состояния в головке насосной штанги выяснив, что наиболее нагруженные зоны располагаются в областях перехода квадратно-круглого сечения и скруглений зарезьбовой канавки, напряжения в которых превышают напряжения в теле штанги на 70-75%.

Моделирование напряжённого состояния резьбового соединения насосной штанги, выполненной по ГОСТ 13877-96 «Штанги насосные и муфты штанговые», велось методом конечно-элементного анализа с помощью программного продукта ANSYS [3].

Расчет велся для половины расчетной области с использованием граничного условия симметрии. В контактных областях был задан режим «контакт с трением» (коэффициент трения 0,2). Для упрощения решения, было принято допущение, что нить резьбы образована не винтовой линией, а концентричными окружностями, при этом все остальные геометрические параметры резьбы сохранены. Расчетная область содержит детально воспроизведенные участки резьбы, остальные элементы, не влияющие на расчет, упрощены.

Исследование проводилось для резьбового соединения, выполненного по ГОСТ Р 51161-2002. Приложение Д (ISO 10428 и API Spec 11B), для сравнительного анализа была выбрана коническая резьба по следующим соображениям: с помощью конических резьб получают герметичные соединения без применения уплотняющих средств, для таких соединений характерно более равномерное распределение нагрузки между витками резьбы, а также сокращение времени на сборку и разборку соединения.

Далее путём конечно-элементного анализа геометрия витков была приведена к форме, способной выдерживать высокие нагрузки, возникающие в процессе эксплуатации УСШН.

Пиковые напряжения, полученные в процессе исследования, вызваны относительно большим размером ячеек (не идеальной) расчетной сетки и физического смысла не несут. Практически значимое значение больших напряжений обозначается как максимальное.

Расчет велся для 3 полных нагрузок 60, 40 и 20 кН для полной расчетной области.

Общий вид расчётной области и укрупнённые области резьбовых соединений для различных растягивающих напряжений представлены на рисунках 2-5.

Растягивающая нагрузка 60 кН:

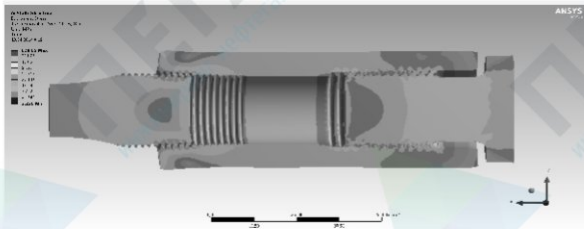


Рисунок 2. Общий вид расчётной области

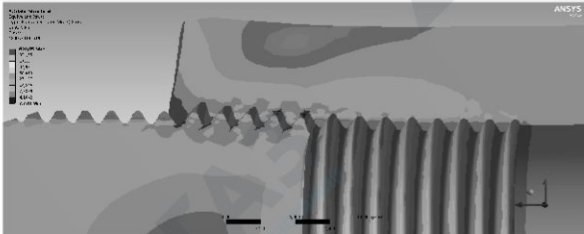


Рисунок 3. Напряжённое состояние конического резьбового соединения

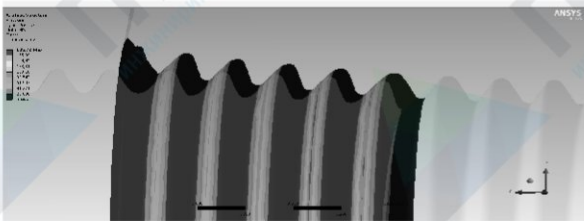


Рисунок 4. Графическое изображение напряжений, действующих на витки конической резьбы

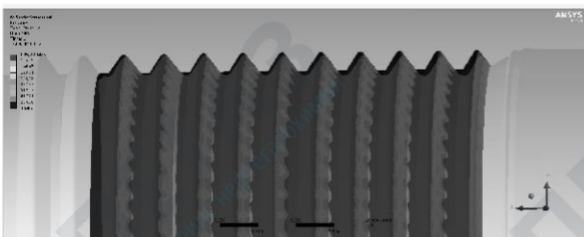


Рисунок 5. Графическое изображение напряжений, действующих на витки цилиндрической резьбы

Таблица 1. Напряжения в области резьбовых соединений, при различных растягивающих нагрузках

Растягивающая нагрузка	Пиковые напряжения	Максимальные напряжения	Контактные напряжения	
			В цилиндрической части	В конической части
60 кН	620 МПа	450 МПа	130 МПа	185 МПа
40 кН	412 МПа	320 МПа	84 МПа	126 МПа
20 кН	206 МПа	133 МПа	77 МПа	57 МПа

Для оценки межремонтного периода был проведён расчет многоциклового усталости резьбового соединения насосных штанг.

Перед моделированием были заданы следующие параметры задачи: резьбовое соединение насосных штанг изготовлено из нормализованной стали

20Н2М с пределом прочности $\sigma = 645 \text{ МПа}$, и пределом текучести $\sigma_{0,2} = 500 \text{ МПа}$. Кривая усталости при симметричном нагружении для данного материала задается набором точек, приведенных в таблице 2.

Таблица 2. Набор точек, описывающих кривую усталости

h	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
N_h	10	20	50	100	200	2000	10^4	$2 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^5$	10^6
$\sigma_{sh}, \text{ МПа}$	3999	2827	1896	1413	1069	441	262	214	138	114	86,2

На основе ранее полученного решения статической задачи, при условии воздействия растягивающей силы $F = 60 \text{ кН}$, были использованы полученные поля напряжений и деформаций, представленные на рисунке 6.

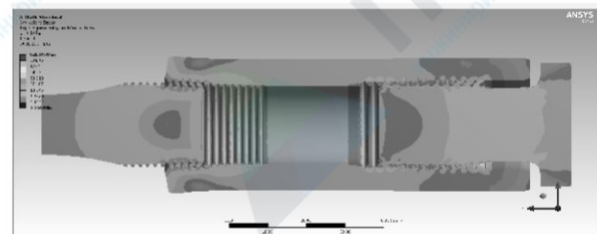


Рисунок 6. Распределение интенсивности напряжений

Из условия задачи известно, что внешняя нагрузка является регулярной с коэффициентом асимметрии цикла нагружения, соответствующим максимальным напряжениям при внешней силе $F = 60 \text{ кН}$ и минимальным при силе $F = -0,5 \text{ кН}$. Коэффициент асимметрии цикла нагружения принимает значение $R = -0,1$.

Так как полученные значения напряжений в детали велики и приближаются к пределу прочности детали, то для оценки усталостной прочности используется подход, учитывающий то, что вся конструкция деформируется упруго, за исключением изолированных локальных областей, в которых возникает пластическая деформация вследствие наличия концентрации напряжений. Подобный подход позволяет в качестве основы для дальнейшей оценки сопротивления усталости во всем теле использовать результаты решения в упругой постановке. Данный подход реализуется за счет применения метода Смита-Уотсона-Топпера (Smith-Watson-Torper) или SWT моделью, либо формулой учета средних напряжений Смита-Уотсона-Топпера.

На рисунке 7 приведена осциллограмма действующей нагрузки расчетного модуля усталостной прочности ANSYS при коэффициенте асимметрии цикла равном $-0,1$.

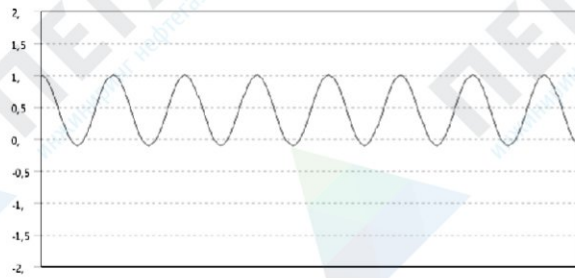


Рисунок 7. Оциллограмма действующей нагрузки, при $R = -0,1$

Исходя из условий задачи, для отображения результатов оценки сопротивления усталости используются следующие характеристики: усталостная долговечность (Life) и Коэффициент запаса по амплитудам напряжений (Safety Factor). Для анализа полученного решения добавлены так же следующие характеристики: характеристика вида напряженного состояния (Biaxiality Indication), распределение количества циклов от относительной максимальной нагрузки (Fatigue Sensitivity). По результатам вычислений распределения выбранных параметров приведены на рисунках 8 – 11 соответственно.

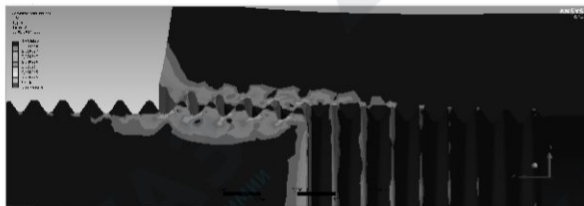


Рисунок 8. Распределение расчетного количества циклов

Как видно из рисунка 8 минимальное количество циклов составляет 29125, это значение относится к впадинам последних витков конической резьбы.

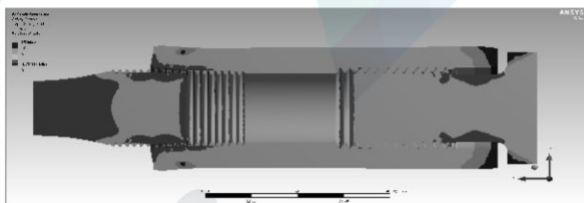


Рисунок 9. Распределение коэффициента запаса по амплитудам напряжений

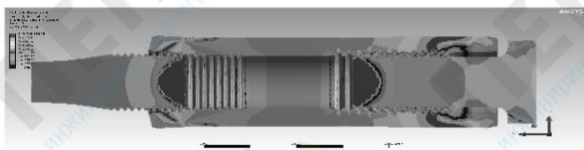


Рисунок 10. Распределение характеристик напряженного состояния

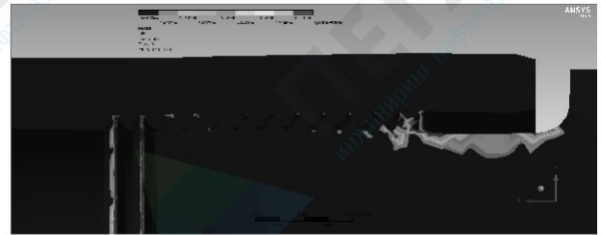


Рисунок 11. Область воздействия нагрузок на цилиндрическое резьбовое соединение

Расчетное число циклов при нагрузке 60 кН и коэффициенте асимметрии цикла $R = -1$ для цилиндрической резьбы составляет $3 \cdot 10^5$ циклов. На рисунке 11 красным цветом изображены участки, испытывающие наибольшую нагрузку.

Максимальные расчетные напряжения составили 429 МПа.

Для выполнения задачи получения модифицированного профиля конической резьбы были использованы возможности параметрического моделирования в ANSYS. Исходные данные были взяты из решения статической задачи, при условии воздействия растягивающей силы $F = 60$ кН, а именно было взято контактное напряжение первого витка цилиндрической резьбы, которое составляет $\sigma_{кон} = 120$ МПа. Из известной площади контакта, усилие на виток составило $F_{вит} = 12$ кН.

Профиль прямоугольной резьбы был выбран с учётом снижения поперечных нагрузок, действующих на резьбу с коническим профилем при её продольном нагружении, а также, с учётом зарубежных наработок в области конструирования насосных штанг [4] и представлен на рисунке 12.

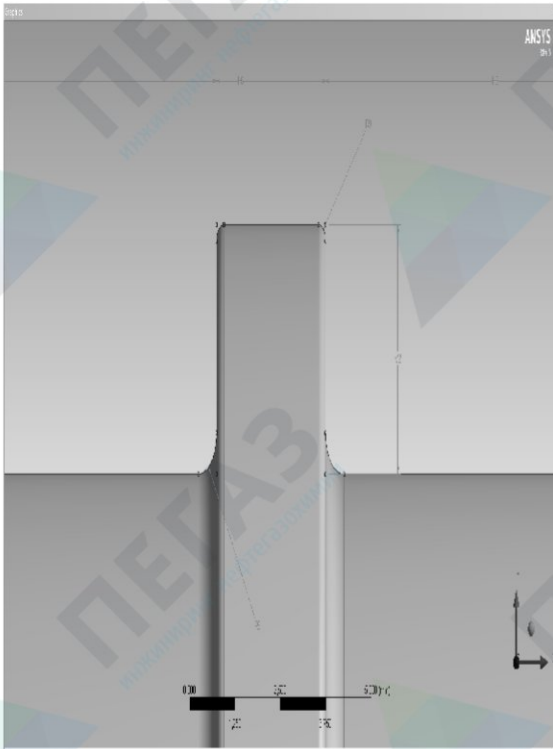


Рисунок 12. Параметризованный эскиз профиля витка

Входными параметрами для оптимизации были выбраны H_6 – ширина витка (3 мм), V_2 – высота витка (3 мм), R_8 – радиус скругления в основании (0,5 мм).

Расчетная область представляет собой цилиндр с одним витком. Граничные условия заделки и приложения силы показаны на рисунке 13.

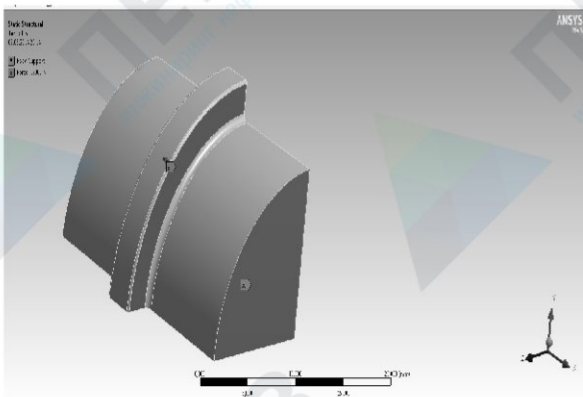


Рисунок 13. Расчетная область

После проведения расчета были зафиксированы распределение напряжений по детали и область его пика, представленные на рисунке 14.



Рисунок 14. Распределение напряжений

Максимум напряжений сконцентрировался в радиусных переходах и имеет пик 653 МПа. Максимальные пиковые напряжения обозначаем как выходной параметр, который в ходе оптимизации будет стремиться к минимуму.

Дальнейшей целью было провести параметрическую оптимизацию изделия с помощью построения поверхности отклика.

В ходе оптимизации параметр радиуса скругления R_8 изменялся в диапазоне 0,5 – 1,5 мм, его кривая отклика представлена на рисунке 15, где по оси абсцисс представлен радиус скругления (мм), а по оси ординат эквивалентная нагрузка, возникающая в исследуемой области (МПа).

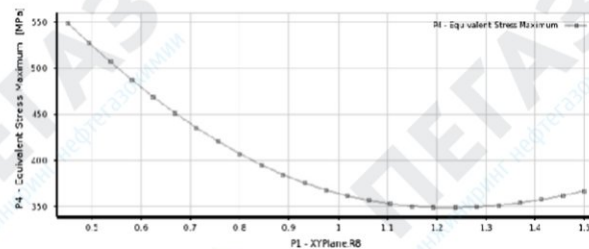


Рисунок 15. Кривая отклика по параметру R_8

Как видно, наименьшие максимальные напряжения получаются при радиусе скругления $R_8 = 1,2$ мм

Аналогичные кривые для параметров ширины и высоты профиля приведены на рисунках 16, 17.

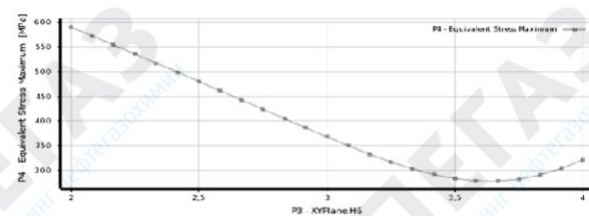


Рисунок 16. Кривая отклика по параметру H_6

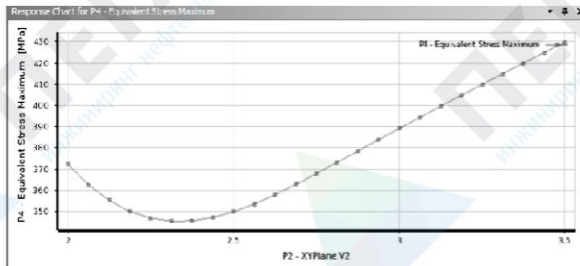


Рисунок 17. Кривая отклика по параметру V2

Как результат оптимизации были предложены три варианта сочетаний входных параметров, обеспечивающих минимальные напряжения, они представлены на рисунке 18.

	A	B	C	D
1	C: Optimization Study			
2	Minimize P4	Goal, Minimize P4 (Default: importance)		
3	C: Optimization Method			
4	Screening	The screening optimization method uses a simple approach based on sampling and sorting. It supports multiple objectives and constraints as well as all types of load parameters. Usually it is used for preliminary design, when you need to apply other methods for more refined optimization results.		
5	Configuration	Generate 1000 samples and find 3 candidates.		
6	Status			
7	Candidate Points			
8		Candidate Point 1	Candidate Point 2	Candidate Point 3
9	P1 - YPlane X8	1,0338	1,0417	1,1251
10	P2 - XYPlane V2	2,8978	2,8978	2,9612
11	P3 - YPlane X8	3,0294	2,7296	3,2017
12	P4 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	276,92	280,52	283,44

Рисунок 18. Результат оптимизации

В результате мы имеем наименьшие напряжения составляющие $\sigma_{opt} = 276 \text{ МПа}$ при значениях скругления $R8 = 1,05 \text{ мм}$, высоты профиля $V2 = 2,88 \text{ мм}$, ширины профиля $H6 = 3,64 \text{ мм}$.

Расчет оптимального профиля витка представлен на рисунке 19 и показывает существенное снижение максимальных напряжений, которые возможны в областях деформаций.

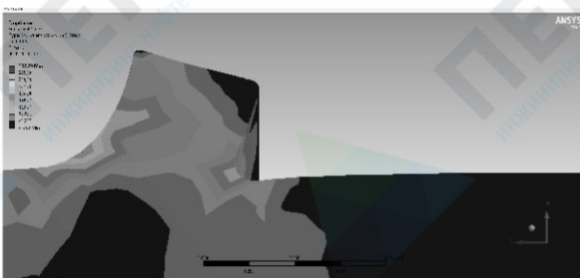


Рисунок 19. Проверка оптимизации

Максимальные напряжения в расчете составили 332 МПа, против прогнозируемых 276 МПа, и против 650 МПа в неоптимизированном варианте, что показывает достаточно высокую точность прогноза.

Для проверки резьбы с данным профилем создадим расчетную область в виде конической резьбы с конусностью 1:16, диаметр впадин 24 мм, диаметр вершин 29,76 мм, шаг резьбы 7,18 мм, перекрытием резьбовых элементов 30 мм и нагрузкой на растяжение $F = 60 \text{ кН}$ (рисунок 20). Так как коническая резьба затягивается не осевым

усилием, а радиальным при сближении конусов, то необходимо обеспечить контакт вершины профиля гайки с впадиной болта (рисунок 21).

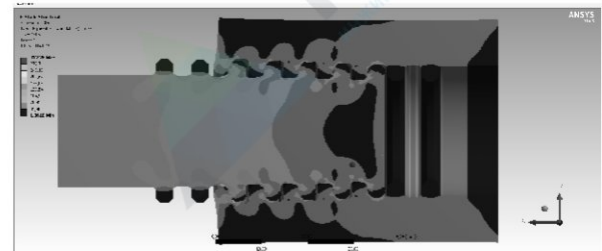


Рисунок 20. Распределение напряжений в модифицированном профиле

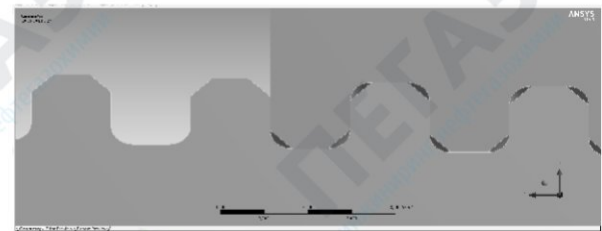


Рисунок 21. Контур модифицированного профиля

Из рисунка 20 видно, что максимальные напряжения не превышают 312 МПа, а распределение интенсивности напряжений характерно для конической резьбы.

Так как в процессе параметрической оптимизации шаг резьбы увеличился больше 7 мм и диаметр 30 мм, который увеличивает угол подъема винтовой линии резьбы и ухудшает самотормозящиеся свойства резьбы, было решено отмасштабировать резьбовой профиль до шага 3 мм, представлено на рисунке 22.



Рисунок 22. Оптимизированный профиль конической прямоугольной резьбы, шаг 3 мм

Граничные условия аналогичны задаче выше. Распределение интенсивности напряжений (рисунок 23) показывает, что максимальные напряжения не превышают 380 МПа.

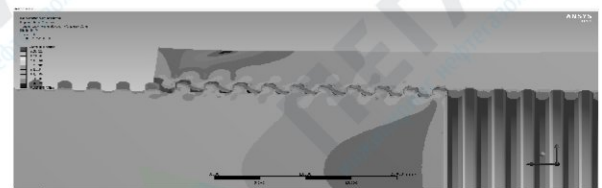


Рисунок 23. Распределение интенсивности напряжений

Расчет на усталостную прочность велся при условии коэффициента асимметрии цикла $R = 0$ при максимальной нагрузке $F = 60$ кН, рисунок 24.

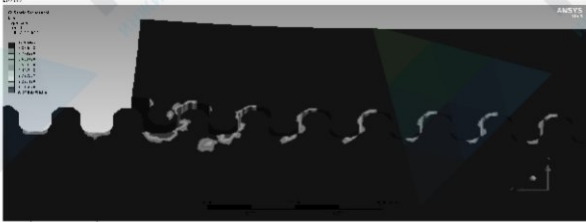


Рисунок 24. Распределение интенсивности циклов нагружения

Опасными участками являются основания первых 4 витков, наименьшее расчетное количество циклов нагружения составляет $6,3 \cdot 10^5$ циклов.

Предельные значения для каждого из четырёх типов резьбовых соединений представлены в таблице 3.

Таблица 3. Максимальное количество циклов нагружения, до достижения предела прочности на первом витке

Тип резьбы	Максимальное количество циклов при нагрузке 60 кН	Максимальные напряжения, МПа
Цилиндрическая резьба	300 000	185
Коническая резьба	29125	450
Коническая резьба с прямоугольным профилем	12569	650
Оптимизированная коническая резьба с прямоугольным профилем	630 000	332

Наработка на отказ штанговой колонны, выполненной из стали 20Н2М с цилиндрическим резьбовым соединением по ГОСТ 13877-96 в среднем составляет $6 \cdot 10^6$ циклов. Для вычисления значений МРП для оптимизированной конической резьбы с прямоугольным профилем предлагается разделить известные статистические значения для цилиндрической резьбы на значения, полученные численным путём:

$$K = \frac{6 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^5} = 20$$

Далее для оценки МРП, применяя коэффициент K , вычисляем количество циклов качания для оптимизированной конической резьбы с прямоугольным профилем:

$$C = 20 \cdot 6,3 \cdot 10^5 = 12,6 \cdot 10^5 \text{ циклов.}$$

Далее оценим МРП при условии совершения 4 качаний штанговой колонны в минуту:

$$T = \frac{12,6 \cdot 10^6}{8640} = 1458,3 \text{ сут;}$$

$$МРП = \frac{1458,3}{365} = 3,99 \text{ лет.}$$

Выводы

В работе проведено исследование конического резьбового соединения с выработкой скорректированного резьбового профиля при помощи модуля параметрической оптимизации. Скорректированная коническая резьба имеет высокую грузоподъемность при минимально достижимых концентрациях напряжений во впадинах.

Межремонтный период работы насосных штанг с оптимизированным профилем резьбы превышает в среднем в два раза показатели МРП для насосной штанги с цилиндрической резьбой, выполненной по ГОСТ 13877-96.

СПИСОК ИСПОЛЪЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Справочник по добыче нефти / Уразаков К.Р. [и др.] // СПб: ООО «Недра», 2012. 212с.: ил.
- 2 Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Ризванов Р.Р. Новая конструкция насосной штанги. // Нефтегазовое дело: электрон. науч. журн./УГНТУ. 2011. №4. [сайт] URL: http://www.ogbus.ru/authors/Bakhtizin/Bakhtizin_2.pdf
- 3 Бруяка В.А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: учеб. пособие Самара: Самарский гос. техн. ун-т, 2010. 271 с.
- 4 New sucker rods mill in the United States // [сайт] URL: http://www.tenaris.com/MediaAndPublications/News/2013/May/Sucker_rod_new_mill.aspx

REFERENCES

- 1 Spravochnik po dobyche nefiti / Urazakov K.R. [i dr.] // SPb:OOO «Nedra», 2012g. 212s.:il. [in Russian].
- 2 Bahtizin R.N., Urazakov K.R., Rizvanov R.R. Novaja konstrukcija nasosnoj shtangi. // Neftegazovoe delo: Jelektronnyj nauchnyj zhurnal 2011. №4. [SITE] URL: http://www.ogbus.ru/authors/Bakhtizin/Bakhtizin_2.pdf [in Russian].
- 3 Brujaka V.A. Inzhenernyj analiz v ANSYS Workbench: Uchebnoe posobie. Samara: Samarskij gos. tehn. un-t, 2010. 271 s. [in Russian].
- 4 New sucker rods mill in the United States // [сайт] URL: http://www.tenaris.com/MediaAndPublications/News/2013/May/Sucker_rod_new_mill.aspx [in English].

Уразаков К.Р., д-р техн. наук, профессор кафедры «Нефтегазопромышленное оборудование», ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация
K.R. Urazakov, Doctor of Engineering Sciences, Professor of the Chair «Petroleum Technological Equipment», FSBEI HPE USPTU, Ufa, the Russian Federation

Мухин И.А., канд. техн. наук, преподаватель кафедры «Пожарная и промышленная безопасность», ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация
I.A. Mukhin, Candidate of Engineering Sciences, Lecturer of the Chair «Fire and Industrial Safety», FSBEI HPE USPTU, Ufa, the Russian Federation

*Хакимов Т.А., аспирант кафедры
«Пожарная и промышленная безопас-
ность» ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа,
Российская Федерация*

*T.A. Hakimov, Post-graduate Student of the
Chair «Fire and Industrial Safety», FSBEI
HPE USPTU, Ufa, the Russian Federation
e-mail: ilya.muhi@gmail.com*