УДК 621.43

**Расчет параметров тормозного устройства кольцевого превентора**

Хайдярь Кадерович Кадеров, Марина Валерьевна Корчагина, Вячеслав Григорьевич Кобаидзе.

ЭиНГП/МО НГК, Донской Государственный Технический Университет, Ростов-на-Дону, Россия

**Аннотация.**

Работа посвящена оптимизации параметров заявленного тормозного устройства к поршню вращающегося кольцевого превентора, являющегося одним из основных узлов при бурении и эксплуатации нефтегазовых скважин. Обеспечение герметизации устья скважины – это функция превентора.

Для этой цели предусмотрено его составные части, в том числе поршень, снабдить уплотнениями. В процессе эксплуатации происходит износ уплотнительных колец в результате как осевого, так и вращательного движения поршня. Для компенсации износа в конструкцию превентора предложено добавить узел торможения поршня. Основными составными частями узла торможения являются подпружиненный зубчатый толкатель и взаимодействующее с ним уплотнительное кольцо. В качестве материала кольца принята изотропная несжимаемая резина. Предложена математическая модель напряженно-деформированного состояния (НДС) уплотнительного кольца при взаимодействии его с зубчатым толкателем. Модель реализована на примере расчета силовых параметров заявленного тормозного устройства к конкретному превентору: силы сжатия кольца зубчатым толкателем и момента торможения поршня как функций осевой деформации кольца.

Данные расчетов представлены в виде таблицы и диаграмм.

Предложенная математическая модель позволяет подобрать оптимальные геометрические параметры уплотнительного кольца и зубчатого толкателя и необходимую силу пружин для их взаимодействия.

**Ключевые слова.** Бурение, эксплуатация, устье скважины, превентор, поршень, уплотнительное кольцо, кольцевой зубчатый толкатель, деформация, напряжения.

**Введение**

Одним из условий эффективного процесса добычи нефти и газа является наличие противовыбросового оборудования, устанавливаемого в устье скважины. К противовыбросовому оборудованию относятся превенторы, применяемые в ходе бурения и эксплуатации нефтяных, газовых и газоконденсатных скважин [1-3]. Герметизация устья скважины достигается уплотнительным элементом сложной пространственной формы, охватывающим колонну обсадных труб.

Существуют различные конструкции превенторов. В данном случае рассмотрен кольцевой вращающийся превентор.

Недостатком известных конструкций [4-6] является отсутствие надежных тормозных устройств, предотвращающих вращение поршня. В патенте [7] решение задачи торможения поршня осуществляется путем создания уплотнительным кольцом радиальных сил на поршень. В качестве материала для уплотнительных колец применяют резину различных марок. Однако в процессе бурения и эксплуатации скважин происходит износ колец и соответственно снижается эффект торможения поршня. Кроме того, в большинстве конструкций превенторов отсутствует возможность регулировки радиальных сил и корректного их расчета. Есть превентор [7], снабженный специальным тормозным узлом для предотвращения вращения поршня, позволяющий достаточно точно рассчитать радиальную силу, необходимую для торможения поршня и поддерживаемую посредством пружин. Однако в определенный момент возможно совместное вращение поршня и уплотнительного кольца.

Заявлена конструкция превентора [8] с тормозным узлом, в котором толкатель, взаимодействующий с уплотнительным кольцом, выполнен с зубцами на торцовой поверхности, которые, вдавливаясь в уплотнительное кольцо, фиксируют его в окружном направлении и одновременно создают радиальные силы, необходимые для создания тормозного момента, как для поршня, так и самого тормозного устройства.

Целью работы является:

1. Оптимизация размеров уплотнительного кольца и параметров зубчатого толкателя. К параметрам зубчатого толкателя относятся:

1.1 Ширина зубьев (впадин).

1.2 Количество зубьев.

1.3 Глубина впадин.

2. Сила сжатия уплотнительного кольца в осевом направлении, создающая радиальную силу, необходимую для обеспечения торможения поршня в процессе бурения и эксплуатации скважины.

**Материалы**

Для выполнения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Построить математическую модель напряженно-деформированного состояния (НДС) уплотнительного кольца при взаимодействии с опорой и поршнем.

2. Выполнить с помощью созданной математической модели анализ НДС уплотнительного кольца.

Конструкция предлагаемого превентора [8] представлена на рис. 1.

Превентор изображен на рис. 1 в рабочем положении. Для упрощения здесь не указан ряд позиций, поясняющих конструкцию превентора. Сущность новизны заключается в снабжении поршня специальным тормозным устройством, содержащим подпружиненный зубчатый толкатель. Кроме того, толкатель можно при необходимости фиксировать посредством ограничительных резьбовых бобышек 7.

|  |
| --- |
| Фиг2_к_статье_Кадеров_уточн |
| Рис. 1. Превентор кольцевой повышенной надежности  *1 – корпус; 2 – поршень; 3 – опора; 4 – зубчатый толкатель; 5 – кольцо;*  *6 – пружина; 7 – ограничитель* |

Исходные предпосылки:

1 Материал уплотнительного кольца – изотропная несжимаемая резина.

2 Механические свойства резины [9-11]:

2.1 Допустимая относительная деформация (допустимое напряжение) 20-25%.

2.2 Модуль упругости резины *E*=7 МПа.

2.3 Коэффициент Пуассона (отношение поперечной деформации к линейной) *µ=*0,5 [12].

2.4 Связь между деформацией и напряжением линейная [9-11].

З. Напряжения (соответственно деформации) по объему рассматриваемых участков кольца распределяются равномерно.

4. Граничные условия:

4.1 Жесткий контакт торцовых поверхностей кольца и опоры – ограничение в осевом направлении.

4.2 Жесткий контакт внутренней и наружной поверхностей кольца с поверхностями: наружной поршня и внутренней опоры – ограничение в радиальном направлении.

5. Обозначения:

5.1 Главные относительные деформации: а) *ε*1 – осевая, б) *ε*2 – окружная, в) *ε*3 – радиальная.

5.2 Размеры кольца: внутренний диаметр равен диаметру поршня *D*п, *δ* – толщина, *H* – высота.

5.3 Размеры рабочего участка зубчатого кольцевого толкателя: *А* – длина зуба, *t* – глубина впадины.

Нормальные напряжения *σ* в общем случае определяют произведением относительной деформации *ε* на модуль упругости *E* [12]

(1)



Соответственно радиальная сила *F*r определится соотношением

, (2)



где *n* – число деформированных участков, *Si –* площадь внутренней поверхности *i-*го участка*, ε3i –* его относительная деформация.

Теперь приведенный момент торможения *M*торм можно найти

, (3)



где *K*тр – коэффициент трения.

Общая площадь внутренней поверхности деформированных участков кольца сложится из образовавшихся впадин и выступов (соответственно под зубом и впадиной толкателя). Поскольку длина зуба равна *А*, а высота *H*, то площадь внутренней поверхности кольца под зубом *S*i определится по формуле

.(4)

Соответственно площадь под всеми зубьями Σ*S*i будет равна

 (5)

Чтобы определить площадь внутренней поверхности деформированного кольца под впадинами зубьев, необходимо построить математическую модель деформированного состояния участков кольца, как под выступом, так и под впадиной.



Как было принято в исходных предпосылках, ограничениями деформирования кольца (граничными условиями) являются – жесткий контакт кольца с наружной поверхностью поршня и торцовой опоры. Тогда вытеснение объема резины под зубом толкателя при сжатии происходит наружу в радиальном и окружном направлениях, а во впадины между зубьями в осевом и радиальном.

Исходя из принятых условий – изотропности и не сжимаемости материала, коэффициента Пуассона *μ=*0,5, линейности связи деформаций (до 25%) и напряжений [9-12], несложно построить математическую модель НДС кольца в рабочем положении, позволяющую определить осевую силу сжатия кольца для создания необходимого тормозного момента. Покажем на примере.

Приняли для кольца в исходном состоянии следующие размеры: внутренний диаметр равным наружному диаметру поршня *D*п, толщина *δ*=20 мм, а высоту его *H*=40 мм – выбрали из условия соответствия требованиям к размерам образца при стандартных испытаниях на сжатие [11]

. (6)



Длину зуба *А* толкателя приравняли высоте кольца *H*=40 мм, исходя из тех же соображений, что и в соотношении (6). Число зубьев *n=*50 выбрали с учетом близости длин зубьев и впадин при *D*п=1270 мм. При этом глубину впадин *t* можно будет назначить по итогам анализа деформированного состояния.

Деформацию сжатия кольца *ε*1приняли равной 20%, отсюда высота его под зубом уменьшится до 32 мм.

Ввиду малости отношения толщины кольца *δ* к внутреннему диаметру (менее 0,016) для проведения анализа его деформированного состояния с достаточной точностью предложено в исходном состоянии ограничиться участком в виде двух смежных параллелепипедов с размерами: длина *А*=40, высота *H*=40 и толщина *δ=*20 мм (рис. 2) и обозначили их поз. 1(под зубом) и поз. 2 – между зубьями. Для размеров деформированного участка 1 (см. рис. 2) приняты обозначения: *A*1, *H*1, *δ*1, а для поз. 2 – *A*2, *H*2, *δ*2. При этом надо иметь в виду, что обозначения *A*1 и *A*2 могут фигурировать только условно при расчете вытеснения объемов.

Изменение формы и размеров параллелепипеда (под зубом) поз.1 (см. рис. 2) и затем соответствующие напряжения можно определить, исходя из гипотезы плоских сечений [12] и одновременно используя постоянство объема,

, (7)



где *V*0= *A·H·δ* – исходный объем параллелепипеда, а *V*1 =*A*1*·H*1 *δ*1– измененный.

Согласно обозначениям, измененный объем *V*1 равен

. (8)



Так как коэффициент Пуассона *µ=*0,5 [12] и соответственно равномерность деформаций по заданному объему *ε*2= *ε*3, их можно найти, преобразовав формулу (8)

. (9)



Если, как принято *ε*1=0,2, тогда *ε*2= *ε*3=0,118034. Тогда виртуальный деформированный параллелепипед поз. 1 будет иметь размеры: *H*1=32, *A*1=44,72, *δ*1=22,36 мм. Деформированный объем в окружном направлении *ε*2*·A* вытеснится во впадину между зубьями и распределится в увеличении высоты параллелепипеда поз. 2 (см. рис. 2) до *H*2 и толщины *δ*2. Размеры деформированного параллелепипеда поз.2 найдем по аналогии, как для поз. 1. Здесь деформация в окружном направлении (обозначим ее ) является линейной. Тогда деформации по высоте и по толщине (как поперечные обозначены соответственно и ) определим по аналогии с (9)

(10)



Численно и будут равны 0,0648. Соответственно *δ*2=21,296 мм, а

высота *H*2 определится как сумма исходной высоты *H* и деформации высоты *H*1=32 мм.

Таким образом

. (11)



В результате имеем – *H*2=42,074 мм.

|  |
| --- |
| Фрагмент кольца к расч схеме_оконч2 |
| Рис. 2. Расчетная схема для построения модели деформированного состояния |

По результатам вычислений построены трехмерные модели кольца в исходном и деформированном состояниях, представленных на рис. 3 и 4. При построении модели деформированного кольца экстраполировали форму и размеры параллелепипедов следующим образом: длину зубьев толкателя с параллельными боковыми гранями приняли равной 40 мм, а их количество – 50. Соответственно окружной шаг расположения зубьев, измеряемый по внутренней поверхности толкателя, составил 79,8 мм – эта разница составляет 0,25% от длины участка, используемого в расчетах, проведенных ранее.

|  |
| --- |
|  |
| Рис. 3. Модель уплотнительного кольца в исходном состоянии |

|  |
| --- |
|  |
| Рис. 4. Модель уплотнительного кольца в деформированном состоянии |

Массы уплотнительного кольца в исходном и деформированном состояниях согласно рис. 3 и 4 практически равны, что подтверждает правильность расчетов и полезность трехмерного моделирования.

Необходимо отметить, что в выполненной схеме расчетов отсутствует ограничение наружной цилиндрической поверхности кольца. Однако оно необходимо для достижения радиальной силы, обеспечивающей торможение поршня [13-15]. Одновременно повысится эффективность уплотнения поршня, что также является одной из функций предлагаемой конструкции. Расчетная схема для определения необходимых силовых параметров отражена на рис. 5.

|  |
| --- |
| Чертеж расчетной модели |
| Рис. 5. Расчетная схема для определения тормозного момента *M*торм  *A – длина зуба толкателя*, *H* – *высота уплотнительного кольца в исходном состоянии, H*1 – *высота деформированного кольца под зубом H*2 *– высота деформированного кольца между зубьями, δ – толщина уплотнительного кольца, F*сж вер *– вертикальная сила сжатия толкателя, отнесенная на один зуб, F*сж гор *горизонтальная сила сжатия одного выступа деформированного кольца, F*сж рад *– радиальная сила на цилиндрические поверхности деформированного кольца, F*трения – *сила трения при деформировании кольца.* |

По аналогии с рис. 2 обозначение поз. 1 на рис. 5 – это участок (параллелепипед) под зубом, а поз. 2 – участок между зубьями.

Построенная ранее модель деформированного состояния уплотнительного кольца позволяет определить все силовые параметры, необходимые для решения поставленных задач:

1. Вычислить приведенную радиальную силу *F*рад *i*, создающую необходимый тормозной момент *M*торм, кН∙м

(12)



где *n* – число зубьев, *F*рад i – отнесенные на один зуб сумма видов (*i*) радиальных сил, *R* – приведенный радиус сил торможения, *K*тр – коэффициент трения, который имеет широкие пределы [9, 10], принят равным *K*тр =0,125.

Одновременно должно быть соблюдено условие

, (13)



где *K*запаса – коэффициент запаса, который принимают [13-15] *K*запаса =1,6…2,0, а необходимый для бурения крутящий момент *M*кр найдем в соответствии с [15]

, (14)



где *N*в – мощность на холостое вращение бурильной колонны, Вт;

*N*д – мощность на вращение долота, Вт;

*ω* – угловая скорость вращения бурильной колонны, с-1.

Общая сила сжатия *F*об т толкателя равна

, (15)



где, как сказано (см. рис. 5), *F*сж вер – вертикальная сила сжатия толкателя и *F*трения – сила трения

, (16)



где *σ* – напряжение сжатия под зубом – см. формулу (1), а *S* –площадь кольца под зубом, соответственно *σ*1 – напряжение сжатия на всей площади *S*1 между зубьями.

Напряжение сжатия *σ* под зубом согласно формуле (1)

, (17)



где *ε*1 – линейная деформация сжатия. Площадь кольца под зубом *S*

, (18)



где *A* – длина зуба, а *δ –* толщина зуба.

Напряжение сжатия *σ*1 на всей площади *S*1 между зубьями

, (19)



где – деформация сжатия по высоте под участками между зубьями – см. формулу (10).

Площадь кольца между зубьями *S*1 определится разностью между общей площадью под кольцом и площадью под всеми n зубьями

, (20)



где *D*н – наружный диаметр кольца, а *D*вн – внутренний.

Итак, объединив формулы (16-19), для вертикальной силы сжатия толкателя *F*сж вер без учета сил трения *F*трения имеем

. (21)



Сила трения здесь имеет следующие составляющие

, (22)



где – сила сжатия зубьев за счет окружной деформации *ε*2.

В свою очередь и ввиду малости толщины кольца по отношению к диаметрам можно принять равными. Для этого при их вычислении использовать средний диаметр

. (23)



Одновременно и складываются по аналогии с вертикальной силой сжатия из сил под зубом и между зубьями. Слагаемое в формуле (22) найдем из соотношения, приняв поперечную окружную деформацию *ε*2 с достаточной точностью равной половине линейной *ε*1 [12]

, (24)



где с учетом равенства объемов вытесненного зубом толкателя и добавленного во впадины между зубьями (при достаточной близости их расстояний в окружном направлении)

. (25)



Теперь формулу (24) запишем в виде

. (26)



Взяв за основу построенную модель деформированного состояния и исходя из равенства поперечных деформаций при жестком ограничении трех поверхностей (включая обеих цилиндрических) кольца, можно записать

. (27)



Для общей силы сжатия *F*об т толкателя сила трения будет равна

. (28)



Используя соотношения (21) и (28) в формуле (15), а затем вставив в них заданные и расчетные параметры, можно вычислить осевую силу толкателя и соответствующую силу пружин.

Главную задачу – обеспечение необходимого тормозного момента поршня , должна решить радиальная сила (27)



(29)



Дополнительный момент торможения *M*торм толкателя, создаваемый зубцами толкателя, определится соотношением

. (30)



Найдя из формулы (14) необходимый для бурения скважины *M*кр, можно, используя формулы (15-30), вычислить указанные параметры.

Таблица силовых параметров тормозного устройства

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *ε*1 | *F*сж вер,  кН | *F*рад,  кН | *F*трения,  кН | *F*об т,  кН | *M*торм,  кН∙м | *M*торм толкателя,  кН∙м |
| 0,05 | 17,79 | 29,46 | 3,86 | 21,65 | 2,34 | 0,45 |
| 0,08 | 28,69 | 48,28 | 6,4 | 35,09 | 3,83 | 1,15 |
| 0,1 | 36,09 | 61,35 | 8,36 | 44,45 | 4,86 | 1,80 |
| 0,15 | 54,98 | 96,01 | 13,57 | 68,55 | 7,62 | 4,06 |
| 0,2 | 74,62 | 133,87 | 19,5 | 94,12 | 10,62 | 7,22 |

Одновременно по данным таблицы построены диаграммы для определения в зависимости от деформации ε1: а) модуля силы сжатия уплотнительного кольца зубчатым толкателем *F*об т, кН, (рис. 6), б) модуля момента торможения поршня *M*торм, кН∙м, (рис. 7).

|  |
| --- |
|  |
| Рис. 6. Диаграмма силы сжатия уплотнительного кольца *F*об т |

|  |
| --- |
|  |
| Рис. 7. Диаграмма момента торможения поршня *M*торм |

Рассчитанный в работе [15] необходимый для бурения крутящий момент *M*кр для данного превентора равен 4,51 кН∙м. С учетом указанного выше коэффициента запаса для необходимого момента торможения поршня при данных размерах и материале кольца деформация сжатия должна находиться в пределах *ε*1=0,15…0,2, которые согласно таблице, являются допустимыми.

С помощью таблицы силовых параметров и диаграмм на рис. 6 и 7 можно подобрать пружины сжатия и выбрать линейную деформацию сжатия.

**Вывод**

1. Предложенная математическая модель напряженно-деформированного состояния (НДС) позволяет оптимизировать силовые и геометрические параметры тормозного устройства: а) значения деформаций кольца в зависимости от его размеров; б) осевую силу сжатия кольца, необходимой для достижения величины заданного тормозного момента поршня; в) выбрать размеры кольца; регулировать его деформацию.

2. Заявленная конструкция тормозного устройства в совокупности с созданной математической моделью НДС уплотнительного кольца может быть использована в конструкциях машин и оборудовании, применяющих уплотнительные детали.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гульянц, Г. М. Справочное пособие по противовыбросовому оборудованию скважин / Г.М. Гульянц – М.: Недра, 1983. - 384 с.

2. ГОСТ 13862-90 Оборудование противовыбросовое. Типовые схемы, основные параметры и технические требования к конструкции. – М: Издательство стандартов, 1990. – 22с.

3. Абубакиров, В.Ф. Оборудование буровое, противовыбросовое и устьевое: cправ. пособ. Т.1. / В.Ф. Абубакиров [и д.р.] - М.: ООО ИРЦ Газпром, 2007. – 500 c.

4. Пат. 2208126 Российская Федерация МПК E21B 33/06. Вращающийся универсальный гидравлический превентор [текст] / Бондарь, А.В., Петрушин, В.И., Савинов, А.В., Чагин, С.Б., Шевцов, Д.В.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное унитарное предприятие Воронежский механический завод. - № 2001102697/03; заявл. 29.01.2001; опубл. 10.07.2003. – 3с.

5. Патент 2398954 РФ МПК E21B 33/06. Превентор кольцевой сферический [текст]: патент 2398954 РФ E21B33/06. / Легостаев, А. М., Хайруллин, Б. Ю., Витязев, О. Л. — № 2009131299/03; подача заявки: 2009-08-17, публикация патента: 10.09.2010.

6. Пат. 2527054 Российская Федерация МПК E21B 33/06. Превентор кольцевой сферический роторный [текст] / Легостаев, А.М., Хайруллин, Б.Ю., Витязев, О.Л.; заявитель и патентообладатель Закрытое акционерное общество Научно-производственное предприятие СибБурМаш. - № 2013131333/03; заявл. 08.07.2013; опубл. 27.08.2014. – 10с.

7. Патент 181499 РФ МПК Превентор кольцевой вращающийся с тормозным устройством поршня / Киреев, С.О., Кадеров, Х.К., Корчагина, М.В., Корчагина, В. И.; заявитель и патентообладатель Киреев С.О. – № 2017137659; заявл. 27.10.2017; опубл. 17.07.2018. – 10с.

8. Превентор кольцевой повышенной надежности – заявка на патент на полезную модель. / Киреев, С.О., Кадеров, Х.К., Корчагина, М.В., Кобаидзе В.Г.; заявитель и патентообладатель Киреев С.О. – № 2018114565, заявл. 19.04.2018.

9. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.

10. Морозов, А.В., Петрова Н.Н. Методика оценки коэффициента трения уплотнительных морозостойких резин // Трение и износ. — 2016. — № 2. — С. 162–167.

11. ГОСТ 7743-2013. Резина и термоэластопласты. Определение упругопрочностных свойств при сжатии. – М.: Стандартинформ, 2016.

12. Никитин, С.В. В 3 ч. Ч. 1. Сопротивление материалов: учебно-методическое пособие. / С.В. Никитин, М.Ю. Карелина. – М.: МАДИ, 2014. – 244 с.

13. Баграмов, Р.А. Машины и оборудование для бурения нефтяных и газовых скважин. Расчеты на прочность. Уч. Пособие. / Р.А. Баграмов. ГАНГ им. И.М.Губкина, М.: 1997

14. Ефимченко, С.И. Расчеты ресурса несущих элементов буровых установок: учебное пособие/ С.И. Ефимченко. – М.: РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2001 г. – 171 с.

15. Киреев, С.О., Кадеров, Х.К., Корчагина, М.В, Ефимов, А.В. Модернизированная конструкция кольцевого вращающегося превентора с тормозным устройством поршня. / Международный сборник научных трудов. Выпуск 1 (64)` 2019. – с. 37-42. – ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет», 2019.