

(19)



**Евразийское  
патентное  
ведомство**

(11) **038800**(13) **B1**

## (12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ЕВРАЗИЙСКОМУ ПАТЕНТУ

(45) Дата публикации и выдачи патента  
**2021.10.21**

(51) Int. Cl. **F16L 15/00** (2006.01)

(21) Номер заявки  
**201800092**

(22) Дата подачи заявки  
**2016.07.27**

### (54) РЕЗЬБОВОЕ ТРУБНОЕ СОЕДИНЕНИЕ

(31) **2015135481**

(32) **2015.08.21**

(33) **RU**

(43) **2018.07.31**

(86) **PCT/RU2016/000492**

(87) **WO 2017/034438 2017.03.02**

(71)(73) Заявитель и патентовладелец:  
**АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО  
"ПЕРВОУРАЛЬСКИЙ  
НОВОТРУБНЫЙ ЗАВОД" (RU)**

**Забояркин Артем Владимирович,  
Наконечников Сергей Игоревич,  
Александров Сергей Владимирович,  
Головин Владислав Владимирович,  
Моргунов Василий Александрович,  
Филиппов Андрей Геннадьевич,  
Кишин Василий Иванович,  
Чернухин Владимир Иванович (RU)**

(56) **EA-B1-7076  
RU-C2-2310058  
RU-C1-2504710**

(72) Изобретатель:  
**Глухих Никита Евгеньевич,  
Барабанов Сергей Николаевич,**

(57) Изобретение относится к высокогерметичным резьбовым соединениям труб, содержащим узел уплотнения "металл-металл". Резьбовое соединение для стальных труб, состоящее из трубного (ниппель) и муфтового элементов, на которых расположены участки с внешней и внутренней коническими резьбами, при этом ниппель заканчивается носиком осесимметричной формы, часть наружной поверхности которого является уплотняющей поверхностью, которая при сборке соединения взаимодействует с ответной уплотняющей поверхностью муфты. Каждая из уплотняющих поверхностей состоит из конического и тороидального участков, при этом на ниппеле тороидальный участок расположен ближе к резьбовой части, а на муфте - дальше от резьбовой части. Дополнительно к этому уплотнительная поверхность ниппеля, а также часть прилегающих к ней неконтактирующих областей носика расположены выше линии впадин наружной резьбы. В результате при сборке соединения образуется уплотнение "металл-металл", состоящее из трех участков, расположенных таким образом, что контактное давление в центральной области в среднем превышает утроенное давление текучести трубы, а на периферийных областях изменение контактного давления описывается функцией Герца. Описанное распределение давлений обеспечивает требуемый уровень герметичности при сохранении высоких противозадирных свойств в зоне уплотнения металл-металл резьбового соединения труб. Изобретение повышает надежность резьбового соединения труб при действии статических и переменных эксплуатационных нагрузок, включая внешнее давление, сжатие, кручение и комбинированные нагрузки при изгибе и вращении колонны труб.

**B1****038800****038800****B1**

Изобретение относится к нефтегазодобывающим трубам, а именно к обсадным с высокогерметичными резьбовыми соединениями, предназначенным для крепления стенки ствола пробуренной скважины для добычи нефти, газа, газового конденсата или закачки в подземные пласты каких-либо жидкостей, а также к насосно-компрессорным трубам с высокогерметичными резьбовыми соединениями, предназначенным для добычи нефти, газа, газового конденсата или закачки в подземные пласты каких-либо жидкостей.

В первую очередь изобретение относится к трубам, используемым при освоении месторождений нефти и газа, являющихся технологически сложными при закачивании и эксплуатации, а именно когда к трубам и резьбовым соединениям предъявляются повышенные требования по прочности, надежности и герметичности:

возможность эксплуатации при повышенных изгибных нагрузках, составляющих 40% в эквиваленте осевых нагрузок по телу трубы;

сохранение герметичности резьбового соединения при действии внешнего давления, соответствующего предельному по API 5C3 для тела трубы, а также при комбинированных нагрузках, соответствующих 100% в эквиваленте по фон Мизесу прочности тела трубы;

возможность эксплуатации при последовательных циклах растяжения и сжатия, а также последовательном действии внутреннего и наружного давления, когда абсолютная величина действующих нагрузок составляет не менее 80% от предельных нагрузок по телу трубы, т.е. при циклических работах скважины; например, при добыче методом паровой стимуляции и т.д.;

возможность использования труб при повышенном моменте кручения трубной колонны, в случае, когда одновременно с кручением действуют растягивающие или сжимающие нагрузки (спуск колонны труб в горизонтальную скважину, спуск обсадных труб с вращением);

возможность эксплуатации труб в коррозионно-активных средах при применении специального материального исполнения тела трубы;

возможность многократного использования труб, когда резьбовые соединения подвергаются последовательным циклам сборки-разборки после эксплуатации в скважине (насосно-компрессорные трубы).

Высокогерметичные резьбовые соединения обсадных и насосно-компрессорных труб предназначены для использования в условиях, когда трубы эксплуатируются в присутствии агрессивных рабочих сред и/или при значительных разнонаправленных нагрузках на трубу и резьбовое соединение. Наибольшему риску повреждения подвержено именно резьбовое соединение, нарушение целостности которого может приводить к аварийным ситуациям в скважине с большими экономическими потерями и экологическими проблемами. В связи с этим требуется высокая износостойкость резьбового соединения, сохранение геометрических параметров резьбы насосно-компрессорных и обсадных труб при многократном свинчивании-развинчивании. Кроме того, требуется сохранить герметичность резьбового соединения в ходе всего срока эксплуатации резьбового соединения при действии знакопеременных изгибных нагрузок, а также при многократном свинчивании-развинчивании резьбового соединения. Для этого необходимо обеспечить отсутствие проникновения газа и жидкости через уплотнение "металл-металл".

Необходимо учитывать, что условия использования нефтяных и газовых скважинных труб, применяемых при изысканиях и добыче нефти и природного газа, становятся все более жесткими, по мере того, как технологическая сложность осваиваемых месторождений повышается. Соответственно к резьбовым соединениям используемых труб предъявляются все более высокие требования по рабочим характеристикам в отношении прочности и газогерметичности. В настоящее время большинство изобретений в рассматриваемой области направлено на то, чтобы резьбовое соединение обеспечивало структурную прочность и необходимый запас герметичности при статических и последовательных знакопеременных нагрузках, соответствующих 80-100% предельной нагрузки по телу трубы в эквиваленте по фон Мизесу, а также допускало разборку колонны, с возможностью повторного использования.

Кроме того, в последние годы скважины становятся глубже и количество наклонных или горизонтальных скважин, которые имеют резкие или плавные изгибы под землей, растет. Также увеличивается количество нефтяных скважин в неблагоприятных условиях, таких как работа в море (на шельфе) или в полярных областях. Соответственно существует устойчивый спрос на резьбовые соединения для стальных труб с повышенным запасом герметичности при действии внутреннего и внешнего давления и увеличенным сроком эксплуатации.

В настоящий момент для строительства скважин с вертикально-направленной (наклонной) геометрией ствола или с горизонтальными участками ствола применяются обсадные и насосно-компрессорные трубы с резьбовыми соединениями с трапецидальной конической резьбой и уплотнительными элементами на внутреннем и наружном сопрягаемых элементах (труба и муфта соответственно) - как радиальными, так и торцевыми герметизирующими поверхностями. При этом торцевые поверхности дополнительно служат для создания предварительных осевых напряжений на стадии осевого докрепления резьбового соединения, для ниппельной части создаются сжимающие напряжения, а для ответной части муфты растягивающие.

Например, известны несколько изобретений, направленных на решение задач обеспечения высокой герметичности резьбового соединения труб для скважин при эксплуатации в условиях высоких внутрен-

них давлений жидкостей и воздействия растягивающих и сжимающих напряжений. Отличия одного изобретения от другого заключаются в выборе формы, размеров и расположения уплотнительных поверхностей на ниппельной и муфтовой части резьбового соединения. При этом выбор той или иной конструкции обосновывается необходимостью одновременно обеспечить оптимальное распределение контактного давления в уплотнении металл-металл, гарантирующее требуемый уровень герметичности и отсутствие задиров в уплотнении при сборке труб; и оптимальный уровень напряжений в резьбовой части и узле герметизации, обеспечивающий либо работу соединения полностью в упругой области, либо сохранение необходимой прочности и герметичности после приложения сверхвысоких комбинации нагрузок, близких к 100% по телу трубы в эквиваленте по фон Мизесу.

Например, в патенте на полезную модель RU 52968, опубл. 27.04.2006, описано резьбовое соединение с уплотнением "конус-конус" такое, что протяженность конического уплотнительного пояса с конусностью 1:12 или 1:16 на ниппельной стороне уплотнения составляет 9-12 мм.

В патенте на полезную модель RU 116952, опубл. 10.06.2012, описано резьбовое соединение с уплотнением "конус-конус" с увеличенной конусностью 1:10, при этом уплотнительные поверхности через скругление переходят в торцевые упорные поверхности, в результате уплотнение оказывается расположенным у торца трубного элемента.

В патенте на изобретение RU 2310058, опубл. 10.11.2007, описано резьбовое соединение с уплотнением "сфера-конус", при этом конусный участок с конусностью 1:10 расположен на муфтовом элементе, а на ниппельном элементе соединения - сферический участок радиального уплотнения, плавно переходящий в упорную торцевую поверхность.

Общим недостатком указанных конструкций является необходимость уменьшать толщину торца ниппеля с целью размещения всех элементов резьбового соединения, что ограничивает возможность достижения высокой эффективности работы соединения на сжатие и внешнее давление.

В настоящее время для преодоления указанного недостатка известны следующие решения:

в патенте RU 2504710 обеспечение работы на сжатие достигается за счет удлинения носика ниппеля (безрезьбового участка между резьбой и упорным торцом трубного элемента), что позволяет при воздействии сжимающих нагрузок обеспечить сжатие ниппеля на величину, соответствующую закрытию зазоров между направляющими гранями резьбы;

в патенте RU 176099 обеспечение работы на сжатие достигается за счет увеличения толщины носика ниппеля и соответственного увеличения величины зоны взаимодействия между трубой и муфтой в упорном торце, площадь контакта не менее 60% от площади поперечного сечения тела трубы.

Однако данные решения направлены на решение частной задачи по повышению эффективности работы резьбового соединения на сжатия и не рассматривают вопросы герметичности уплотнения при действии комбинированных нагрузок.

Другим недостатком указанных выше патентов является отсутствие данных по расположению взаимодействующих уплотнительных поверхностей, включая величину радиального натяга, область действия и распределение контактных давлений после силовой сборки соединения и при действии эксплуатационных нагрузок.

Исходя из текущего уровня техники известно, что данные величины могут оказать существенное влияния на запас герметичности после силовой сборки соединения и в ходе эксплуатации. В результате при некорректном выборе расположения уплотняющей поверхности, натягов в резьбе и уплотнении, величины осевого докрепления, резьбовые соединения с геометрическими параметрами, соответствующими патентам RU 52968; RU 116952; RU 2310058, могут не обеспечить требуемого уровня герметичности в заявленном диапазоне рабочих нагрузок.

В то же время существуют технические решения, в которых конструкция резьбового соединения выбирается исходя из уровня контактных напряжений в ходе сборки, величины запаса герметичности и действующих напряжений при эксплуатации соединения.

В частности, в патенте ЕА 005612В1 рассматривается конструкция резьбового соединения, в которую входит короткое наклонное уплотнение сложной формы, содержащее конический участок и расположенный со стороны резьбы тороидальный участок большого радиуса ( $>20$  мм). Форма уплотнения и комбинация элементов соединения выбрана исходя из требования герметичности уплотнения при действии растягивающей нагрузки, а именно что отношение интегрального давления к давлению текучести трубы во всем диапазоне допустимых растягивающих нагрузок превышает 7 мм. Выполнение данного условия достигается за счет выбора специальной конструкции и места расположения уплотнения металл-металл, а также с помощью увеличения радиальной жесткости носика ниппеля. При этом дополнительно решается задача по увеличению площади торцевого уплотнения, что улучшает работу на сжатие, а повышение радиальной жесткости носика ниппеля одновременно с повышением свойств герметичности улучшает работу соединения на внешнее давление. Наличие тороидального участка большого радиуса со стороны резьбы позволяет сохранить преимущества конической уплотнительной поверхности, в случае, если воздействия нагрузок и погрешности изготовления приводят к загибу носика ниппеля к оси трубы. Анализ, проведенный авторами настоящего изобретения, показал, что наличие тороидального участка ограничивающего уплотнение "конус-конус" позволяет обеспечить равномерное распределение контак-

ных давлений, существенно уменьшив пик давления, возникающий при сборке соединения с уплотнением "конус-конус" и увеличить размер области взаимодействия, в которой контактные напряжения превышают предельное давление текучести трубы. Данные особенности работы комбинированного уплотнения из двух участков "сфера-конус" и "конус-конус" не раскрыты в патенте ЕА 005612 В1. Исследования, проведенные авторами изобретения, показали, что эти особенности могут быть использованы при разработке уплотнения, стойкого к заеданию. В патенте ЕА 005612 В1 проблема заедания решается за счет использования уплотнения с большой конусностью ( $>10^\circ$ ), что ограничивает путь трения и снижает риск заедания. Такое техническое решение приводит к уменьшению толщины носика трубы и соответствующему ухудшению характеристик работы соединения на сжатие и внешнее давление, а также к уменьшению интегрального контактного давления при действии растягивающей нагрузки из-за податливости резьбы и сильного наклона конической части уплотнения "металл-металл". Предложенное в рассматриваемом патенте комбинированное уплотнение обеспечивает стабильность свойств герметичности при увеличении загиба носика к оси трубы, однако действие комбинированных нагрузок может привести также к уменьшению величины загиба носика, соответственно необходимо обеспечить стабильность работы комбинированного уплотнения и на ближнем к торцу трубы крае участка "конус-конус". Данный вопрос в патенте ЕА 005612 В1 не рассматривается.

Необходимо заметить, что в патенте ЕА 005612 В1 приведен вариант исполнения уплотнения с диаметром большим, чем диаметр впадин на начале резьбы трубы. Такое исполнение позволяет увеличить толщину и радиальную жесткость носика трубы. Авторы патента ЕА 005612 В1 указывают на то, что такое решение позволяет улучшить свойства герметичности уплотнения при действии внутреннего давления. Исследования, проведенные авторами настоящего изобретения, показали, что расположение уплотнения на носике в области выше линии впадин резьбы трубы позволяет дополнительно получить следующие технические результаты:

- уменьшить радиальный натяг в уплотнении, что улучшает работу соединения на внешнее давление;
- увеличить предельный момент свинчивания резьбового соединения, что улучшает работу соединения на циклические нагрузки растяжение-сжатие;

- обеспечить сохранения контакта по упорному торцу при действии растягивающих нагрузок более 60% от предельных по телу трубы, что улучшает свойства герметичности уплотнения при комбинированных нагрузках совместно с изгибом.

Данные возможности не были раскрыты авторами патента ЕА 005612 В1.

Авторы другого патента ЕА 007076, F16L 15/06, опубл. 30.06.2006, предлагают трубное резьбовое соединение с резьбой и тороидальной уплотнительной поверхностью на трубе и соответствующей ему конической поверхности на муфте, при этом радиус тороидальной уплотнительной поверхности равен 30-70 мм при диаметре трубы 140 мм и менее и 30-100 мм при диаметре трубы более 140 мм. При этом выбор радиуса уплотнения обосновывается требованиями герметичности соединения, а именно

- радиус тороидального уплотнения должен быть больше минимального значения, обеспечивающего длину контакта, более или равную 0,5 мм. Слишком малый радиус уплотнения приводит к малой осевой протяженности контакта, что ухудшает герметичность соединения, а также к высокому значению максимального контактного давления, что повышает риск возникновения заеданий и повреждения уплотнительной поверхности при многократном свинчивании-развинчивании резьбового соединения;

- радиус тороидального уплотнения не должен превышать максимальное значение, при котором среднее контактное давление в определенное число раз превышает давление текучести тела трубы. Слишком большой радиус уплотнения приводит к большой протяженности контакта и соответствующему уменьшению средних контактных давлений, а соответственно и герметичности соединения. Такое длинное уплотнение с пониженным средним контактным давлением может потерять герметичность при действии наружного давления, а также в условиях действия изгибных нагрузок.

Таким образом, выбор радиуса уплотнения в патенте ЕА 007076 осуществляется между коротким уплотнением с высоким контактным давлением и протяженным уплотнением с низким контактным давлением. При этом для короткого уплотнения необходимо обеспечить минимальную длину контакта, а для протяженного - минимальный уровень среднего контактного давления.

Возможность аналитического выбора радиуса обеспечивающего герметичность соединения, представленная в патенте ЕА 007076, связана с тем, что в случае заданного значения интегрального давления в контакте, определяющего уровень герметичности соединения, распределение контактных давлений в уплотнении "сфера-конус" однозначно описывается решением контактной задачи Герца. Для тороидального уплотнения заданного радиуса при известном интегральном давлении, которое для рассматриваемых конических резьбовых соединений с уплотнением "металл-металл" представляет собой значение перерезывающей силы на единицу окружной длины в месте действия контактных давлений, по формулам Герца можно вычислить длину контакта, максимальное контактное давление и среднее контактное давление в уплотнении.

Авторы патента ЕА 007076 частично решили проблему, связанную с обеспечением стабильности герметичности при действии изгиба, т.к. в случае уплотнения вида "сфера-конус", или, как авторы его называют - тороидального уплотнения, имеется большая вероятность того, что при изгибе резьбового

соединения хотя бы по одной точке в сечении будет сохраняться герметичность по данному уплотнению. Вместе с тем в такой конструкции резьбового соединения также возможна ситуация, когда сохраняющаяся герметичность в уплотнительном элементе теряется при наложении на соединение еще и растягивающих напряжений.

В частности, в патенте ЕА 007076 не рассмотрено влияние на герметичность явления перекачивания уплотнения при действии комбинированных нагрузок. Из существующего уровня техники известно, что действие нагрузок на резьбовое соединение приводит к изменению угла загиба носика ниппеля к оси трубы. В результате, для уплотнений типа "сфера-конус" или "сфера-сфера" возможно смещение площадки контакта. Если такое смещение приводит к тому, что площадки контакта для различных комбинированных нагрузок не пересекаются, то такое уплотнение теряет герметичность независимо от уровня действующих контактных давлений.

Другим недостатком патента ЕА 007076 является то, что при выборе радиуса уплотнения не учитываются максимальные контактные давления, возникающие в уплотнении в процессе свинчивания. Значение данной величины определяет противозадирные свойства уплотнения.

Основная задача предлагаемого авторами изобретения состоит в устранении указанных недостатков существующих технических решений посредством объединения технических решений, применимых для обсадных труб и технических решений, применимых для насосно-компрессорных труб. Предлагаемое техническое решение должно обладать высокой герметичностью и длительной работоспособностью для самого широкого диапазона эксплуатационных нагрузок, включая изгибные, комбинированные и циклические нагрузки, и сохраняющего свои рабочие характеристики после многократных операций сборки-разборки.

Из текущего уровня техники известны основные факторы, определяющие работоспособность высокогерметичного резьбового соединения. Противозадирные свойства, обеспечивающие возможность многократного использования соединения, определяются уровнем контактных напряжений при сборке и длиной пути трения - чем выше данные характеристики, тем больше риск возникновения задиров при свинчивании соединения труб. Газогерметичность соединения определяется длиной контакта уплотнения "металл-металл" и величиной действующих контактных давлений - чем больше данные характеристики, тем выше газогерметичность соединения. Стабильность работы уплотнения при комбинированных эксплуатационных нагрузках определяется изменением контактных давлений при приложении внешних нагрузок - с уменьшением величины контактных давлений повышается риск возникновения утечки рабочей среды через уплотнение "металл-металл" при приложении изгибающих или растягивающих нагрузок на резьбовое соединение при эксплуатации. Возможность работы соединения при циклических нагрузках определяется изменением уровня действующих напряжений в трубном и муфтовом элементах при воздействии эксплуатационных нагрузок - чем больше область, в которой действующие напряжения превышают предел текучести, и чем выше уровень данного превышения, тем больше риск возникновения утечки при приложении нагрузки другого знака.

Все перечисленные характеристики могут быть получены с использованием известных аналитических решений из теории упругости, а также путем моделирования работы конструкции методом конечных элементов.

На фиг. 1-14 показаны резьбовое соединение обсадных труб, отдельные конструктивные элементы резьбового соединения и различные варианты исполнения

на фиг. 1 (а б, в,) изображен общий вид резьбового трубного соединения (а) с узлом герметизации (б) и с узлом герметизации с изображением площадки контакта поверхностей уплотнения;

на фиг. 2 (а, б, в, г) - особенности сборки резьбового соединения с различной конусностью;

на фиг. 3 (а, б) - общий вид резьбового соединения с отмеченным критическим сечением резьбы без сбегов (а) и резьбы со сбегом (б);

на фиг. 4 - профиль резьбы ниппеля и муфты;

на фиг. 5 - вариант профиля резьбы ниппеля и муфты;

на фиг. 6 - вариант выполнения резьбы с проточкой на конусной поверхности ниппеля;

на фиг. 7 - резьбовое соединение с эпюрой контактных давлений в радиальном и торцевом уплотнениях;

на фиг. 8 - резьбовое соединение, в котором поверхность уплотнения лежит выше линии впадин резьбы ниппеля;

на фиг. 9 - резьбовое соединение с наложением эпюры распределения контактных давлений в радиальном уплотнении;

на фиг. 10 - резьбовое соединение с наложением ниппеля и муфты без учета их взаимодействия (заштрихована область перекрытия, обеспечивающая создание контактных давлений (натяг));

на фиг. 11 - резьбовое соединение иллюстрирует уменьшение торцевой поверхности ниппеля вследствие размещения резьбы и уплотнения;

на фиг. 12 - сравнение контактных давлений для одиночных уплотнений и для уплотнения по предлагаемому изобретению;

на фиг. 13 и 14 - фотографии трубы с выполненным на основании предлагаемого изобретения резь-

бовым соединением.

В ходе исследований, проведенных авторами изобретения, было установлено, что герметичность соединения не зависит от формы уплотнения, а определяется величиной интегрального давления в зоне контакта (сила  $F_0$ , фиг. 9 и сила  $F_0 + \alpha F_{\text{прижим}}$ , фиг. 7, действующая на единицу длины окружности в месте расположения контакта). Величина данной силы определяется радиальным натягом в уплотнении. При этом для заданного значения радиального натяга - величина интегрального давления и соответственно запас герметичности будет тем больше, чем выше радиальная жесткость в месте расположения контакта. Если для различных форм уплотнения совпадают расположение точки приложения равнодействующей контактных давлений (расстояние  $L_k$ , фиг. 9) и радиальная жесткость, то совпадает и запас герметичности. Конкретная геометрия уплотнительных поверхностей определяет вид распределения контактных давлений в области контакта, включая протяженность площадки контакта ( $L_{\text{seal}}$ , фиг. 10), максимальные и средние давления. Также форма уплотнения влияет на поведение площадки контакта при изменении величины угла загиба носика ниппеля к оси трубы, происходящего из-за отклонений величины радиального натяга и при действии разнонаправленных комбинированных нагрузок.

Таким образом, герметичность соединения определяется формой носика ниппеля и месторасположением уплотнения на внешней поверхности носика и не зависит от конкретного вида уплотнения, в то время как противозадирные свойства и стабильность сохранения герметичности при действии нагрузок на резьбовое соединения определяются геометрией уплотнительных поверхностей. Сделанные выводы были использованы авторами изобретения для решения поставленной технической задачи путем оптимизации формы носика ниппеля и геометрии уплотнительных поверхностей.

Наиболее близкими, по сущности, изобретениями являются следующие технические решения:

герметичное резьбовое соединение нефтепромысловых труб с коническими резьбами в виде неравномерной трапеции в сечении с конусностью 1:16 и профилем резьбы с отрицательным углом по опорной грани и увеличенным углом по закладной грани и высотой профиля резьбы трубы меньше высоты профиля резьбы муфты и уплотнительным элементом со сферообразным участком контакта поверхности трубы (ниппеля) с конической поверхностью муфты (патент RU 2310058, опубл. 10.11.2007);

трубное резьбовое соединение с резьбой и тороидальной уплотнительной поверхностью на трубе и соответствующей ему конической поверхности на муфте, при этом радиус тороидальной уплотнительной поверхности равен 30-70 мм при диаметре трубы 140 мм и менее и 30-100 мм при диаметре трубы более 140 мм (патент ЕА 007076, опубл. 30.06.2006);

герметичное резьбовое соединение нефтегазопромысловых труб с уплотнением "конус-конус" повышенной конусности 1:10, у которого уплотнительные поверхности через скругление переходят в торцевые упорные поверхности, а на охватывающем элементе на участке схода резьбы выполнена окружная канавка, диаметр которой превышает внутренний диаметр резьбы на охватывающем элементе (патент RU 116952, опубл. 10.06.2012);

высокогерметичное резьбовое соединение насосно-компрессорных труб с уплотнением конус-конус, у которого угол наклона уплотнительной поверхности охватываемого элемента к осевой линии резьбы составляет 13-18°, а угол наклона уплотнительной поверхности охватывающего элемента - 8-12°, на охватывающем элементе соединения на участках схода резьбы и схождения уплотнительной поверхности с упорной торцевой поверхностью выполнена окружная проточка, при этом участок схождения уплотнительной поверхности и поверхности окружной проточки охватывающего элемента, а также участок схождения уплотнительной поверхности и поверхности схода резьбы охватываемого элемента выполнены скругленными (патент RU 2500875, опубл. 10.12.2013);

сверхгерметичное трубное резьбовое соединение с коротким наклонным уплотнением, которое включает в себя участок "конус-конус" и участок "конус- сфера" большого радиуса (>20 мм), расположенный со стороны резьбы, при этом между уплотнением и упорным заплечиком присутствует область с зазором между трубным и муфтовым элементами (патент ЕА 005612 В1 опубл. 07.12.2001).

Последнее из упомянутых технических решений - сверхгерметичное трубное резьбовое соединение по патенту ЕА 005612 В1 принято в качестве прототипа заявленного изобретения.

Авторами предлагаемого технического изобретения были поставлены следующие задачи:

сведение к минимуму опасности заедания при завинчивании трубного резьбового соединения;

обеспечение высокой эффективности работы на сжатие, наружное давление и комбинированные нагрузки, включая изгиб;

обеспечение возможности его применения для резьбового соединения, содержащего по меньшей мере два осевых упора, из которых один упор является наружным и один упор - внутренним;

обеспечение возможности легкого завинчивания непосредственно на месте применения труб, т.е. в полевых условиях, на скважине.

Кроме того, необходимо предусмотреть, чтобы теоретические характеристики герметичности резьбового соединения не могли существенно снижаться в сложных условиях применения в полевых условиях.

Технический результат, обеспечиваемый заявленным изобретением, заключается в обеспечении высокой герметичности соединения при действии на него значительных разнонаправленных нагрузок

(растяжение, сжатие, изгиб, внутреннее и наружное давление жидкости), износостойкости соединения, его улучшенных характеристиках свинчиваемости при отсутствии или минимизации задигов металла на уплотнительных элементах и резьбе при многократных циклах свинчивания-развинчивания (более важно для насосно-компрессорных труб), что обеспечит безаварийную и экономическую эффективность применения труб с предлагаемым резьбовым соединением при строительстве нефтегазодобывающих скважин (обсадные трубы) и для добычи нефти, газа и газового конденсата или закачки в пласт жидкостей, в т.ч. подтоварной воды.

Для достижения указанных целей и устранения вышеупомянутых недостатков существующих технических решений авторами изобретения предлагается:

1) использовать уплотнение специальной формы (фиг. 1в, фиг. 9), включающее тороидально-коническую поверхность на носике ниппеля и ответную коническо-тороидальную поверхность на внутренней поверхности муфты, что позволяет обеспечить равномерное распределение контактного давления в уплотнении и стабильность запаса герметичности при действии комбинированных нагрузок; предлагаемая форма уплотнения позволяет улучшить надежность соединения при действии комбинированных нагрузок в сравнении с техническим решением патента ЕА 005612 В1 и улучшить противозадирные свойства и стабильность работы уплотнения в сравнении с техническим решением патента ЕА 007076;

2) повысить радиальную жесткость ниппеля в области радиального уплотнения за счет расположения поверхности уплотнения и примыкающих к ней областей выше линии впадин резьбы трубы (фиг. 8; фиг. 11), что позволяет достичь результатов, не рассматриваемых в патенте ЕА 005612 В1: снизить уровень окружных напряжений в носике без снижения запаса герметичности; повысить предельный момент свинчивания; обеспечить повышенную возможность осевого докрепления, которое позволяет сохранить контакт по упорным торцам при действии циклических нагрузок растяжения-сжатия;

3) выбрать расположение и форму уплотнительной поверхности (фиг. 9), включая радиусы окружностей (поз. R1, R2, фиг. 1в), образующих участки радиальных уплотнительных элементов "сфера-конус" и "конус-сфера" (поз.  $L_{SC1}$ ,  $L_{SC2}$ , фиг. 9), а также величины радиального натяга в уплотнении (фиг. 10), чтобы возникающие контактные давления ( $\sigma_{\text{конт}}$ ) в момент соприкосновения упорных торцов обеспечивали герметичность соединения, при отсутствии риска заедания в уплотнении. Обеспечение одновременной работы периферийных участков "сфера-конус" с центральным участком "конус-конус" (поз.  $L_{CC}$ , фиг. 9) позволяет улучшить противозадирные свойства и исключить явление перемещения зоны уплотнения при действии комбинированных нагрузок, что свойственно уплотнениям вида "сфера-сфера" и "сфера-конус", в частности, техническому решению из патента ЕА 007076.

Предложенные три варианта изобретения, а также предпочтительные способы их исполнения и частные случаи более подробно описаны ниже. В общем случае, каждый из вариантов может быть использован как по отдельности, так и в произвольной комбинации с двумя другими.

Первый вариант.

Высокогерметичное резьбовое трубное соединение (фиг. 1а) включает в себя внутренний (1) и наружный (2) сопрягаемые элементы с коническими поверхностями, на которых выполнены резьбовые участки (3), имеющие общий контур поверхности в виде усеченного конуса, при этом со стороны меньшего диаметра усеченного конуса (5) на внутреннем и наружном сопрягаемых элементах (фиг. 1б) выполнены радиальные уплотнительные поверхности (7, 10), образующие радиальное уплотнение, и торцевые уплотнительные поверхности (8, 12), образующие торцевые уплотнительные поверхности, при этом радиальный уплотнительный узел (фиг. 1в) выполнен в виде сочетания радиальных уплотнительных поверхностей типа "сфера (R1)-конус" и "конус-сфера (R2)" на наружном (2) и внутреннем (1) сопрягаемом элементе соответственно, таким образом, что при полной сборке резьбового соединения поверхность контакта радиальных уплотнительных поверхностей в продольном сечении представляет собой сложную полилинию из трех последовательных участков: дуга+прямая линия+дуга (14), которая предназначена в первую очередь для гарантированного обеспечения герметичности данного узла при действии комбинированных нагрузок - сжимающих, растягивающих и изгибающих.

Обеспечение контакта по такой схеме дает хорошую работу соединения на изгиб, когда при смещении элементов относительно друг друга из-за наличия контакта уплотнительных элементов по сферической поверхности их контакт сохраняется при любых вариантах изгиба:

при изгибе в одну сторону контакт сохраняется по сферической поверхности на муфте и конусу на ниппеле;

при изменении изгиба на противоположный контакт сохраняется по конусу на муфте и сферической поверхности на ниппеле.

Создание контактных давлений в уплотнении обеспечивается за счет радиального натяга, показанного на фиг. 10 как область перекрытия между материалом трубы и муфты. При сборке соединения происходит упругое обжатие носика ниппеля, в результате формируется участок уплотнения "металл-металл"  $L_{\text{seal}}$ , показанный на фиг. 9 и 10, который меньше исходной длины перекрытия  $L_{\text{перекрытия}}$ . При этом формируются области контакта (см. фиг. 9) между сферой на ниппеле и конусом на муфте  $L_{SC2}$ , конусом на муфте и конусом на ниппеле  $L_{CC}$ , сферой на муфте и конусом на ниппеле  $L_{SC1}$ . Высокое среднее контактное давление в центральной области обеспечивает герметичность уплотнения, а одновременная

работа периферийных участков "сфера-конус", где распределение контактных давлений описывается функцией Герца, гарантирует стабильность сохранения герметичность при действии комбинированных разнонаправленных нагрузок. В зависимости от характера действующих нагрузок (см. фиг. 9) контактные давления (01 и 03) разнонаправлено меняются, а среднее контактное давление в центральной области (02) сохраняет стабильное значение, обеспечивающее герметичность.

Предпочтительно, чтобы в заявленном варианте изобретения использовалась резьба без сбega с конусностью от 1:10 до 1:20 (фиг. 26), с отрицательным углом  $\alpha$  опорной грани (21), с зазорами (23, фиг. 4 и 5) между вершинами внутренней резьбы (9) и впадинами наружной резьбы (6), с ограниченным зазором (24, фиг. 4 и 5) не более 0,5 мм между направляющими гранями (26) резьбы (на фиг. 4 условно показан угол направляющей грани  $\beta$ ). Также предпочтительно, чтобы торцевые герметизирующие поверхности (8, 12), были выполнены с отрицательным углом от  $-3^\circ$  до  $-25^\circ$ . Для повышения радиальной жесткости носика ниппеля и формирования "карманов" (4, 11 фиг. 1б и 1в) под избыток смазки предпочтительно иметь свободные от взаимодействия участки ( $L_{01}$  и  $L_{02}$  фиг. 10), расположенные соответственно между упорным торцом и началом взаимодействия в уплотнении, между концом взаимодействия в уплотнении и началом взаимодействия по впадинам внутренней резьбы. Для обеспечения равнопроходности по внутреннему диаметру предпочтительно, чтобы внутренний диаметр муфты был меньше ответного внутреннего диаметра носика ниппеля на величину диаметрального натяга в радиальном уплотнении.

Причины данного выбора характеристик технического решения пояснены ниже.

Упорные трапецеидальные конические резьбы (3) на охватываемом (2) и охватывающем (1) элементах могут быть выполнены с конусностью от 1:10 до 1:20 (фиг. 26).

При выборе величины конусности резьбы определяющим является желание потребителя иметь резьбовое соединение, которое будет свинчиваться (фиг. 2а) с достаточно большой скоростью для уменьшения в итоге общего времени строительства скважины или спуска в скважину насосно-компрессорной трубы. Выполнение резьбы (3, фиг. 1а) с конусностью меньше 1:20 обеспечивает более быстрое свинчивание пары ниппель-муфта, но при этом необходимо более глубоко посадить ниппель внутрь муфты (16, фиг. 2г), что повышает риск повреждения резьбы. При глубоком положении точки начала свинчивания (16, фиг. 2г) необходимо обеспечить высокую степень соосности ниппеля и муфты для исключения повреждения герметизирующих узлов и резьбы на взаимных участках ниппеля и муфты, что зачастую в условиях промысла бывает затруднительно из-за ветров, неправильной или неточной центровки мачты или буровой.

Выполнение резьбы (3, фиг. 1а) с конусностью более 1:10 (фиг. 2в), приводит к тому, что количество витков с полным профилем будет недостаточным для обеспечения работы соединения на растягивающие нагрузки. Таким образом, наиболее рационально обеспечить сочетание конусности резьбы в пределах от 1:10 до 1:20 и количество витков с полным профилем зуба на уровне 6-10, чтобы получить в заявленном изобретении оптимальное соотношение скорости свинчивания резьбового соединения на скважине (от положения между позициями 15 и 16 на фиг. 2в и 2г) и способности резьбы воспринимать разнонаправленные нагрузки.

В частном варианте изобретения предлагается принять конусность 1:12, что обеспечит необходимое количество витков с полным профилем зуба (6-10 витков), а также служит гарантией быстрого свинчивания и снижения вероятности повреждения резьбы при посадке в условиях промысла.

Дополнительным преимуществом заявленного изобретения в частном случае является конструктивная особенность трапецеидальной конической резьбы (3) на охватываемом (2) элементе - отсутствие так называемого сбega резьбы (фиг. 3а, 3б), т.е. высота профиля резьбы постепенно уменьшается до нуля (17) при выходе впадин резьбы на наружную поверхность трубы, что отличается от принудительного сбega, когда впадины резьбы "выводятся" при нарезке резьбы на поверхность трубы (18) с большим углом наклона (меньшей величиной конусности), чем для остальной части резьбы. Отсутствие сбega улучшает работу резьбового соединения на внешние растягивающие нагрузки из-за того, что опасное сечение (19) в этом случае имеет большую площадь (толщина стенки  $T_1$ , что обеспечивает меньшие напряжения в таком сечении при одинаковых растягивающих нагрузках по сравнению с сечением (20) при наличии сбega (толщина стенки  $T_2$ ).

При этом торцевые герметизирующие поверхности (8, 12), образующие торцевой герметизирующий узел, выполнены с отрицательным углом. Отрицательный угол упорного торца создает дополнительную опорную точку, которая препятствует раскрытию радиального уплотнения вследствие смещения носика ниппеля к оси трубы при действии нагрузок изгиба и наружного давления. Действительно, сочетание отрицательного угла опорных граней резьбы и отрицательного угла упорного торца создает эффект клина, препятствующий возникновению зазоров в уплотнении. В частном случае при величине угла от  $-3^\circ$  до  $-25^\circ$  дополнительно обеспечивается прочность упорного уступа муфты в зоне контакта торцевых герметизирующих поверхностей (8) и (12) при действии на резьбовое соединение сжимающей нагрузки или случая перевинчивания соединения. Ограничение величины пластических деформаций упорного пояса (12) муфты (2) позволяет обеспечить работоспособность упорного торца при циклических комбинированных нагрузках. В случае угла больше  $-3^\circ$  клиновый эффект является недостаточным

сильным, в результате упорный торец не обеспечивает достаточную опору для защиты радиального уплотнения от разгерметизации при действии нагрузок изгиба и наружного давления. Использование угла меньше  $-25^\circ$  приводит к снижению прочности упорного торца муфты, в результате при действии на резьбовое соединение сжимающей нагрузки или случая перевинчивания соединения, клиновый эффект уменьшается из-за возникновения пластических деформаций, что ухудшает работоспособность резьбового соединения при циклических комбинированных нагрузках.

Дополнительным преимуществом использования величины угла от  $-3^\circ$  до  $-25^\circ$  является возможность увеличения запаса герметичности в соединении при осевом докреплении, а также возможность перевинчивания соединения без потери герметичности - расширение области допускаемых моментов свинчивания резьбового соединения. На фиг. 7 показано распределение контактных давлений в уплотнении в момент соприкосновения упорных торцов (31) и после осевого докрепления (32). При осевом докреплении (фиг. 7) в носике ниппеля возникает сжимающая нагрузка  $F_x$ , создаваемая равнодействующей контактного давления (33) в торцевом герметизирующем узле  $F_{\text{конт.торц}}$  и воспринимаемая упорными гранями резьбы. В результате возникает радиальная сила  $F_{\text{прижим}}$ , часть которой ( $\alpha F_{\text{прижим}}$ ) передается на радиальное уплотнение. В результате запас герметичности, создаваемый при силовой сборке соединения, состоит из двух частей - части, связанной с силой  $F_0$ , возникающей из-за радиального натяга в уплотнении, и части, обусловленной эффектом поджатия уплотнения силой  $\alpha F_{\text{прижим}}$ , возникающей при осевом докреплении.

Также за счет наличия внутреннего герметизирующего узла и соответственно двух контактирующих между собой упорных торцевых поверхностей (8, 12) обеспечиваются точное фиксирование заданной величины радиального натяга и повышенный момент свинчивания соединения, в результате улучшаются характеристики сборки резьбового соединения и возможности контроля правильности свинчивания, в том числе визуально по графикам момента свинчивания.

В частном случае реализации изобретения заявленная геометрия радиальной уплотнительной поверхности (7) на охватываемом элементе (1), выполненная в виде сложной полилинии из трех последовательных участков: дуга+прямая линия+дуга (14), может быть изменена для повышения износостойкости, когда соединения используется для насосно-компрессорных труб, свинчивание-развинчивание которых происходит многократно (по сравнению с однократным свинчиванием обсадной трубы при строительстве скважины). Основным моментом, который может привести к быстрому выходу резьбового соединения из работоспособного состояния, является износ протяженных контактирующих уплотнительных поверхностей (14). В заявленном изобретении поверхность контакта дуга+прямая линия+дуга (14) имеет достаточно большую протяженность по участку "прямая линия", что может привести при свинчивании с большими контактными давлениями к отслоению микроскопических частиц металла, которые при многократных циклах свинчивания-развинчивания могут привести к механическому повреждению уплотнительных элементов. Авторы изобретения предлагают в частном случае прямолинейный участок контакта разделить на две отдельные части проточкой (фиг. 6, 27) глубиной не менее 1,0 мм и шириной не менее % длины данной прямой линии. В этом случае образуются два отдельных герметизирующих радиальных узла I и II в виде контакта "сфера-конус-сфера", что позволяет исключить быстрый износ контактирующих поверхностей герметизирующего узла насосно-компрессорных труб и при этом не отступить от основного заявленного варианта.

Кроме того, скашивание углов профиля резьбы позволяет при малых зазорах между направляющей гранью и вершинами/впадинами (22, фиг. 4 и 5) зуба резьбы производить свинчивание без заедания, что также актуально при проведении свинчивания на скважине, когда из-за некорректной центровки (несоосности) трубы и муфты возможно заедание в резьбе (повышение момента свинчивания) - измененная форма зуба резьбы позволяет снизить в данном случае моменты свинчивания. Для достижения указанного эффекта в частном случае авторы изобретения предлагают (фиг. 5) углы профиля зуба резьбы (9) внутреннего сопрягаемого элемента (трубы) сделать скошенными под углом  $25-45^\circ$  к оси трубы на высоте не менее  $\frac{1}{4}$  высоты профиля зуба (25), а по направляющим граням резьбы обеспечить зазоры (24) размером не более 0,5 мм, которые выбираются для конкретного сортамента резьбового соединения таким образом, чтобы при наложении сжимающих нагрузок происходило закрытие зазоров при контактных напряжениях на торцевом уплотнении не более 60% от предела текучести.

Конструктивные зазоры (24) по направляющим граням резьбы позволяют не только минимизировать влияние излишков смазки на работу резьбового соединения, но играют очень существенную роль при работе заявленного резьбового соединения на сжатие - при наложении сжимающих нагрузок на резьбовое соединение из-за конструктивных зазоров в резьбе происходит сначала нагружение (упругая деформация) торцевого герметизирующего узла (8, 12; фиг. 1б). В этом случае необходимо, чтобы прикладываемые сжимающие нагрузки не превысили такие контактные напряжения, когда в торцевом герметизирующем узле начнутся необратимые пластические деформации. Повышение прикладываемых сжимающих нагрузок возможно в том случае, если помимо упругой деформации торцевого герметизирующего узла в работу будут на определенном этапе включены боковые поверхности зуба резьбы (26, фиг. 5), чтобы нагрузка от сжимающих напряжений распределилась на упорный герметизирующий узел и

боковые поверхности резьбы. Расчеты методом конечных элементов и последующие опытные образцы, свинчиваемые с различными моментами (которые соответственно обеспечивают определенные контактные напряжения по поверхности торцевого герметизирующего узла) показали, что при нагрузках до 65-70% от предела текучести металл поверхности торцевого герметизирующего узла находится в области упругой деформации, что обеспечивает отсутствие пластической деформации резьбового соединения в данном герметизирующем узле и соответственно обеспечивает сохранение работоспособности всей конструкции в целом. При повышении нагрузок происходит пластическая деформация торцевого узла уплотнения и эксплуатационная надежность труб с заявляемым резьбовым соединением снижается из-за возможной потери герметичности. При приложении дополнительно к резьбовому соединению еще изгибающих нагрузок переход из упругой в пластическую зону деформации происходит при значительно меньших нагрузках - но не менее 60%. Таким образом, необходимо обеспечить конструктивный зазор по направляющим граням (24, фиг. 5) резьбы такой величины, чтобы закрытие этих зазоров (т.е. соприкосновение граней ниппеля и муфты) происходило при нагрузках на соединение не более 60%, но не более 0,5 мм, чтобы исключить снижение воспринимаемой нагрузки на виток резьбы при уменьшении ширины зуба более чем на 0,5 мм. И данные величины будут различны для различных размеров труб и соответственно геометрических размеров элементов резьбы (т.е. имеет место при больших геометрических размерах и большая площадь контактных поверхностей).

В возможном варианте использования заявленного изобретателями технического решения упорные трапециевидные конические резьбы (3) на охватываемом (2) и охватывающем (1) элементах (фиг. 1) выполнены конусными, а количество витков с полным профилем на внутреннем сопрягаемом элементе, находящихся в зацеплении с ответными витками наружного элемента, составляет 6-10 витков. При этом радиальные уплотнительные поверхности, образующие радиальный уплотнительный узел, и торцевые герметизирующие поверхности, образующие торцевой герметизирующий узел, выполнены таким образом, что внутренний сопрягаемый элемент имеет по меньшей мере один безрезьбовой участок, на котором расположена радиальная уплотнительная поверхность (28, фиг. 8), при этом по крайней мере часть этой поверхности расположена выше линии впадин резьбы (29) на величину  $\delta \geq 0,60 \div 0,90$  мм.

Данный вариант изобретения позволяет дополнительно к известным из уровня техники способам повысить радиальную жесткость носика ниппеля в области уплотнения, улучшить работу торцевого уплотнения на сжимающие нагрузки, повысить максимальный допускаемый момент свинчивания резьбового соединения. Указанные эффекты достигаются за счет увеличения толщины носика ниппеля и ширины контактной площадки торцевого уплотнения ( $H_{\text{носика}}$  и  $H_{\text{заплечика}}$ , фиг. 9). Толщина носика оказывает гораздо большее влияние на радиальную жесткость ниппеля, чем размер бесконтактных зон  $L_{01}$  и  $L_{02}$  (фиг. 10), увеличение которых также повышает радиальную жесткость носика в месте расположения уплотнения. Величина носика определяется, в первую очередь, необходимостью размещения на трубном элементе резьбы (на фиг. 11 поз. 34 - образующая наружной поверхности стенки трубы), что приводит к уменьшению толщины носика  $t$  на  $\Delta t_{\text{резьбы}}$  (фиг. 11). Поэтому желательно использовать минимальное число витков резьбы с полным профилем - в предлагаемом варианте изобретения 6-8 витков. Уменьшение числа витков ниже шести приводит к ухудшению работы резьбового соединения на растягивающие нагрузки. Дополнительное увеличение толщины носика на величину  $\delta = 0,60 \div 0,90$  мм, предлагаемое авторами изобретения, позволяет еще сильнее повысить радиальную жесткость носика в области уплотнения, а также на невзаимодействующем участке  $L_{01}$ , что улучшает свойства герметичности соединения. Дополнительным преимуществом рассматриваемого варианта уплотнений является возможность уменьшения натяга в уплотнении при обеспечении герметичности резьбового соединения, что позволяет снизить окружные напряжения в носике и повысить противозадирные свойства уплотнения.

Предлагаемый вариант изобретения также позволяет увеличить ширину контактной площадки торцевого уплотнения  $H_{\text{заплечика}}$ , что улучшает работоспособность соединения на циклические нагрузки растяжение-сжатие. На фиг. 11 показано, что ширина упорного заплечика определяется необходимостью размещения резьбы ( $\Delta t_{\text{резьбы}}$ ), уплотнения ( $\Delta t_{\text{упл}}$ ) и переходного участка между уплотнением и торцевой уплотнительной поверхностью носика ( $\Delta t_{\text{носика}}$ ).

Предпочтительные варианты исполнения резьбы и торцевого уплотнения предлагаемого варианта заявленного изобретения аналогичны первому варианту заявленного изобретения.

Предпочтительно, чтобы вершины внутренних витков резьбы муфты были срезаны на длине  $L_{\text{се}}$  (фиг. 10) с целью обеспечить технологический зазор  $W$  между минимальным внутренним диаметром резьбы муфты (линия 35 фиг. 8) и максимальным наружным диаметром носика ниппеля (точка 30 фиг. 8), что гарантирует качественную сборку соединения при возможных технологических отклонениях размеров при изготовлении. Соответственно на трубном элементе расположены следующие участки, характеризующие длину носика ниппеля (фиг. 10), от фиктивной точки ниппеля до начала наружной резьбы ( $L_{\text{н}}$ ); от фиктивной точки ниппеля до начала области взаимодействия опорных граней ( $L_{\text{лф}}$ ); от фиктивной точки ниппеля до начала взаимодействия по впадинам наружной резьбы ( $L_{\text{се}}$ ). Предлагается размер данных участков принять конструктивно, исходя из возможности изготовления резьбового соединения в соответствии с заявленным вариантом изобретения.

Частные случаи предлагаемого варианта заявленного изобретения аналогичны первому варианту заявленного изобретения:

в частном варианте изобретения предлагается принять конусность 1:12, что обеспечит необходимое количество витков с полным профилем зуба (6-10 витков), а также служит гарантией быстрого свинчивания и снижения вероятности повреждения резьбы при посадке в условиях промысла. Предпочтительно, чтобы радиальное уплотнение представляло, по существу, пологую поверхность с малой конусностью. В то же время предпочтительно, чтобы конусность уплотнения была выше конусности резьбы. В частном случае при выборе конусности резьбы 1:12 предлагается использовать радиальное уплотнение с конусностью 1:10;

отсутствие так называемого сбega резьбы, т.е. высота профиля резьбы постепенно уменьшается до нуля (17, фиг. 3а) при выходе впадин резьбы на наружную поверхность трубы, что отличается от принудительного сбega, когда впадины резьбы "выводятся" при нарезке резьбы на поверхность трубы (18, фиг. 3б) с большим углом наклона (меньшей величиной конусности), чем для остальной части резьбы. Отсутствие сбega улучшает работу резьбового соединения на внешние растягивающие нагрузки из-за того, что опасное сечение (19, фиг. 3а) в этом случае имеет большую площадь, что обеспечивает меньшие напряжения в таком сечении при одинаковых растягивающих нагрузках по сравнению с сечением (20, фиг. 3б) при наличии сбega;

торцевые герметизирующие поверхности (8, 12, фиг. 7), выполнены с отрицательным углом от  $-3^\circ$  до  $-25^\circ$ , что обеспечивает оптимальное распределение контактных давлений в зоне взаимодействия торцевых герметизирующих поверхностей (8, фиг. 7) и (12, фиг. 7) при действии сжимающей нагрузки на резьбовое соединение. Оптимальный угол упорного торца позволяет повысить эффективность работы резьбового соединения на изгиб и внешнее давление и обеспечить работу упорного торца муфты в упругой области при действии сжимающих нагрузок;

углы профиля зуба резьбы (9, фиг. 5) внутреннего сопрягаемого элемента (трубы) сделаны скошенными под углом  $25-45^\circ$  к оси трубы на высоте не менее 14 высоты профиля зуба (25, фиг. 5), а по направляющим граням резьбы обеспечены зазоры (24, фиг. 5) не более 0,5 мм, которые выбираются для конкретного сортамента резьбового соединения таким образом, чтобы при наложении сжимающих нагрузок происходило закрытие зазоров при контактных напряжениях на торцевом уплотнении не более 60% от предела текучести.

Еще один - третий вариант исполнения предложенного авторами технического решения, включающего в себя упорные трапециевидные конические резьбы (3, фиг. 1) на охватываемом (2, фиг. 1) и охватываемом (1, фиг. 1) элементах и узел герметизации (5, фиг. 1), выполнены таким образом, чтобы радиусы окружностей ( $R_1$ ,  $R_2$ , фиг. 1в), образующих дуги радиальных уплотнительных элементов "сфера-конус" и "конус-сфера" на наружном и внутреннем сопрягаемом элементе соответственно, выбираются таким образом, чтобы возникающие контактные давления ( $\sigma_{\text{конт}}$ ) в момент соприкосновения упорных торцов обеспечивали герметичность соединения, при возможности сборки соединения без риска заедания, приводящего к повреждению уплотнительных поверхностей и невозможности многократного использования резьбового соединения.

Из уровня техники известно, что пологое уплотнение обеспечивает наилучшую радиальную жесткость ниппеля, а также позволяет увеличить площадь контакта по упорному торцу и ширину контакта в радиальном направлении ( $H_{\text{заплечика}}$  фиг. 9). Данные характеристики обеспечивают сохранение герметичности соединения при действии наружного давления, а также повышают эффективность работы соединения на сжатие и величину допустимого момента свинчивания. Дополнительные исследования, проведенные авторами, показали, что пологое уплотнение позволяет достичь требуемого уровня герметичности при уменьшенном натяге в уплотнении. Уменьшение радиального натяга и соответствующего ему уровня окружных напряжений в носике ниппеля необходимо для улучшения работы соединения на внешнее давление, так как при действии внешнего давления, кроме риска разгерметизации уплотнения за счет уменьшения контактных давлений в уплотнении, существует риск пластического обжатия носика ниппеля. Такое пластическое обжатие может привести к разгерметизации уплотнения при последовательных циклах действия внутреннего и внешнего давления. Также риск разгерметизации существует для условий знакопеременного изгиба, поскольку на растянутой изгибом стороне контактные давления в уплотнении увеличиваются, а на сжатой изгибом стороне уменьшаются.

В то же время пологое уплотнение склонно к задирам. Авторы патента ЕА 005612 В1 рассматривают в качестве причины возникновения задилов в пологом уплотнении большую величину пути трения, необходимую для создания радиального натяга, обеспечивающего герметичность соединения. Предлагаемое в патенте ЕА 005612 В1 техническое решение заключается в переходе к конструкции с крутым уплотнением, угол наклона к оси соединения больше  $10^\circ$ , с обеспечением высокой радиальной жесткости и большой площадью контакта по упорному торцу за счет дополнительной модификации конструкции.

Исследования авторов настоящего изобретения показали, что риск заедания можно уменьшить не только ограничивая путь свинчивания и обеспечивая быстрый рост контактного давления при сборке соединения, что свойственно уплотнениям "металл-металл" с большой конусностью, но и для случая пологого уплотнения. Для этого необходимо ограничить уровень контактных напряжений за счет более

гладкого распределения контактного давления по взаимодействующим поверхностям при заданном значении величины интегрального давления, а также снизить общий уровень напряжений в носике ниппеля. Также за счет высокой радиальной жесткости пологого уплотнения можно уменьшить величину радиального натяга, необходимую для герметичности уплотнения, что позволяет частично сократить путь трения при свинчивании соединения.

Обеспечить более равномерное ("гладкое") распределение давления и снизить пики давления в уплотнении "металл-металл" позволяет использование сложного уплотнения, содержащего различные участки взаимодействия. А именно каждая из уплотняющих поверхностей, расположенных на трубном и муфтовом элементах, состоит из конического и тороидального участков, при этом на ниппеле тороидальный участок расположен ближе к резьбовой части, а на муфте - дальше. В результате, при правильно выбранных размерах данных участков после сборки соединения образуется уплотнение "металл-металл" длиной 2-3 мм (фиг. 9), состоящее из центрального участка конус-конус длиной  $L_{CC}$  и периферийных областей длиной соответственно  $L_{SC1}$  и  $L_{SC2}$ , где изменение контактного давления соответствует взаимодействию сфера-конус и описывается функцией Герца. При этом входящее в функцию Герца значение максимального давления оказывается существенно ниже, чем для одиночного уплотнения сфера-конус. Такое распределение давлений обеспечивает требуемый уровень герметичности при высоких противозадирных свойствах уплотнения "металл-металл" резьбового соединения труб. На фиг. 12 приведены кривые распределения контактного давления для уплотнения "конус-конус", "сфера-конус" и предлагаемого изобретения.

В ходе дальнейших исследований авторами изобретения было установлено, что запас герметичности в уплотнении "металл-металл", определяемый интегральным контактным давлением, не зависит от формы уплотнения, а практически полностью определяется радиальной жесткостью ниппеля в месте расположения взаимодействующих контактных поверхностей. Радиальная жесткость, в свою очередь, зависит от толщины носика ниппеля ( $H_{носика}$ , фиг. 9) и размеров неконтактирующих областей между резьбой и уплотнением и уплотнением и торцом носика ( $L_{01}$ ,  $L_{02}$ , фиг. 10). Однако влияние длины неконтактирующих областей в отличие от толщины носика обладает эффектом насыщения и после достижения некоторой величины ее влияние на радиальную жесткость ниппеля уменьшается до нуля. В связи с этим размер данных областей для существующих технических решений, как правило, не превышает 10 мм.

Таким образом, пологое уплотнение при условии обеспечения противозадирных свойств является более предпочтительным при создании газогерметичного соединения с повышенной эффективностью на действие внешнего давления, сжатия, кручения и высоких комбинированных нагрузок при наличии изгиба колонны скважинных труб. Кроме этого известно, что пологое уплотнение обеспечивает хорошую герметичность в условиях растяжения, так как податливость резьбы слабо влияет на запас герметичности в пологом уплотнении.

Другим важным фактором, который необходимо учитывать при оценке герметичности резьбового соединения, является пренебрежение эффектом поджатая уплотнения при осевом докреплении за счет клинового эффекта, который создается упорным торцом с отрицательным углом наклона (фиг. 7). Действительно, как выяснили авторы изобретения и как указано в ряде других технических решений, при действии экстремальных сжимающих нагрузок, превышающих 60% от предельной по телу трубы, возможна частичная пластическая деформация наиболее слабого элемента из пары: носик ниппеля, упорный торец муфты. В результате в условиях знакопеременных нагрузок при последующем растяжении становится возможным раскрытие упорного торца и соответственно исчезновение клинового эффекта и вызванного им дополнительного увеличения запаса герметичности. Если запас герметичности, созданный до начала осевого докрепления, был слишком мал, то при исчезновении клинового эффекта возможно возникновение утечки в уплотнении.

В то же время предлагаемое авторами изобретения техническое решение позволяет увеличить максимально допустимую величину осевого докрепления, что, в свою очередь, повышает эффективность работы резьбового соединения на сжатие, изгиб и внешнее давление. Для заявленного технического решения запас герметичности за счет осевого докрепления может быть повышен в 1,5-2 раза. Такое повышение происходит при соответствующем росте контактных напряжений, но поскольку данный рост происходит фактически скачкообразно, на заключительной стадии силовой сборки соединения повышение контактных напряжений выше предела текучести не приводит к проблемам с заеданием в уплотнении "металл-металл".

В соответствии с представленным анализом заявляемый третий вариант изобретения можно сформулировать следующим образом:

выбор длины и расположения контактной поверхности должен осуществляться таким образом, чтобы радиальная жесткость носика ниппеля в месте положения контакта позволяла обеспечить требуемый уровень герметичности при радиальном натяге в уплотнении, равном 50-80% от величины начала пластического обжатия носика ниппеля. В случае, если величина радиального натяга будет меньше 50% данной величины, возможна разгерметизация уплотнения при действии наружного давления. В случае, если величина натяга в уплотнении будет превышать 80%, возможно пластическое обжатие носика нип-

пеля при действии наружного давления или частичная пластика носика ниппеля на растянутой изгибом стороне при комбинированных нагрузках. Дополнительно уменьшение уровня растягивающих напряжений ниже 80% способствует улучшению противозадирных свойств уплотнения;

оценка герметичности соединения производится по известному из уровня техники критерию отношения интегрального давления в уплотнении к давлению текучести тела трубы (эффективная длина уплотнения -  $\Omega$ , например данный критерий используется авторами патента RU 2258171, а также представлен в патенте ЕА 007076 В1). Данная величина должна составлять 5-10 мм. В случае, если  $\Omega \leq 5$  мм, возможно проникновение газовой среды внутрь области контактного взаимодействия и возникновение утечки. Если  $\Omega \geq 10$  мм, то противозадирные свойства уплотнения могут ухудшиться. Предпочтительно, чтобы эффективная длина уплотнения  $\Omega$  соответствовала минимальному значению, обеспечивающему герметичность при комбинированных нагрузках и повышенных значениях внутреннего и внешнего давлений;

оценку герметичности уплотнения следует производить без учета эффекта поджатая уплотнения при осевом докреплении, а именно в момент соприкосновения упорных торцев, когда окружные напряжения сжатия достигли своего максимального значения, а осевые напряжения сжатия отсутствуют. Обеспечение герметичности уплотнения при данных условиях гарантирует работоспособность соединения при циклических нагрузках растяжение-сжатие;

радиусы окружностей, образующих дуги радиальных уплотнительных элементов "сфера-конус" и "конус-сфера" на наружном и внутреннем сопрягаемых элементах, а также длина участка "конус-конус" должны выбираться таким образом, чтобы ограничить пики давления по краям и обеспечить максимально близкое к прямоугольному распределение контактного давления. Предпочтительно, чтобы уровень максимальных контактных давлений не превышал 80% от предела текучести тела трубы. В случае, если максимальные контактные давления превышают данную величину, ухудшаются противозадирные свойства уплотнения. Чрезмерное снижение уровня контактных давлений связано с использованием слишком больших радиусов, ограничивающих уплотнение, и усложнением изготовления и контроля уплотнения "металл-металл". Следует отметить, что при использовании слишком больших радиусов скруглений рассматриваемая конструкция фактически переходит в одиночное уплотнение "сфера-конус" со сферой большого радиуса  $>100$  мм;

длина области взаимодействия "конус-конус" выбирается таким образом, чтобы средние контактные давления были бы выше давления текучести тела трубы. Данное условие совместно с условием по ограничению максимальных контактных давлений и ограничением отношения интегрального давления к давлению текучести трубы минимально необходимой величиной, равной 7-8 мм, позволяет получить распределение контактных давлений, приближенное к прямоугольному и обеспечивающее газогерметичность уплотнения.

В результате выполнения перечисленных условий распределение контактных давлений в предлагаемом уплотнении представляет собой двугорбую кривую (фиг. 12) с достаточно высоким уровнем минимальных контактных напряжений в центральной области и приближенно соответствующую прямоугольному распределению контактных давлений.

Такое распределение давлений гарантирует высокие противозадирные свойства уплотнения и возможность многократного использования резьбового соединения, а также уровень контактных давлений, принятая форма уплотнения и величины действующих напряжений в трубном и муфтовом элементах соответствуют решению поставленной технической задачи, а именно гарантируют высокую стабильность свойств герметичности соединения при действии переменных комбинированных нагрузок высокого уровня в эквиваленте по фон Мизесу.

Предложенное авторами резьбовое трубное соединение с радиальными уплотнительными поверхностями (радиальный уплотнительный и торцевой герметизирующий узел) "металл-металл" изготовлено промышленным способом с использованием обычных технологий металлообработки, применяемых в производстве насосно-компрессорных и обсадных труб (фиг. 13).

Исследования профиля зоны контакта по уплотнительным поверхностям показали, что из-за упругой деформации металла в зоне контакта при силовом свинчивании резьбовой пары контакт данных уплотнительных поверхностей происходит по сложной полилинии в виде дуга+прямая линия+дуга (см. фиг. 14). Проведенные испытания с моделированием поведения резьбового соединения при изгибе позволяют оценить смещение элементов уплотнения относительно друг друга и увидеть сохранение контакта (герметичности) при любых вариантах изгиба:

при изгибе в одну сторону контакт сохраняется по сферической поверхности на муфте и конусу на ниппеле;

при изменении изгиба на противоположный контакт сохраняется по конусу на муфте и сферической поверхности на ниппеле.

Проведенные при разработке предложенного авторами резьбового соединения расчеты методом конечных элементов поведения узла уплотнения при наложении сжимающих-растягивающих напряжений в условиях воздействия наружного/внутреннего давления показали, что предложенный авторами на-

стоящего изобретения утолщенный радиальный уплотнительный узел (линия образующей радиальной уплотнительной поверхности выше линии впадин резьбы на величину  $\delta$ , равную как минимум  $0,60 \pm 0,90$  мм) позволяет обеспечить работоспособность резьбового соединения по параметру отсутствия пластической деформации торцевого герметизирующего элемента вплоть до нагрузок, эквивалентных 80% от предела текучести материала трубы, т.к. при отсутствии утолщения на 0,6-0,9 мм пластическая деформация носика трубы начинается при нагрузках менее 80%.

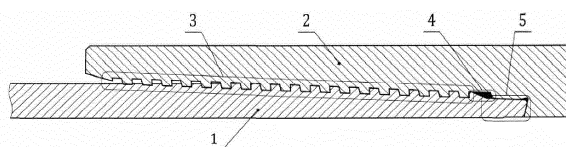
#### ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ

1. Резьбовое трубное соединение, включающее в себя внутренний и наружный сопрягаемые элементы с коническими поверхностями, на которых выполнены резьбовые участки, имеющие общий контур поверхности в виде усеченного конуса, при этом со стороны меньшего диаметра усеченного конуса на внутреннем и наружном сопрягаемых элементах выполнены радиальные уплотнительные поверхности, образующие радиальный уплотнительный узел, и торцевые герметизирующие поверхности, образующие торцевой герметизирующий узел, отличающееся тем, что радиальный уплотнительный узел является, по существу, полой поверхностью контакта "металл-металл" и выполнен в виде сочетания радиальных уплотнительных поверхностей типа "сфера-конус" и "конус-сфера" на наружном и внутреннем сопрягаемых элементах соответственно, таким образом, что при полной сборке резьбового соединения поверхность контакта радиальных уплотнительных поверхностей в продольном сечении представляет собой сложную полилинию из трех последовательных участков: дуга+прямая линия+дуга.

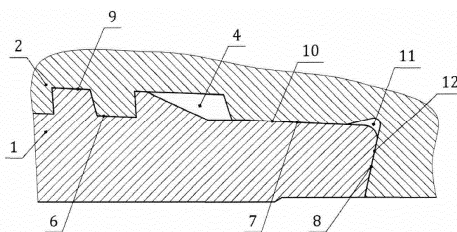
2. Резьбовое трубное соединение по п.1, отличающееся тем, что конусность резьбовых участков составляет 1:12.

3. Резьбовое трубное соединение по п.1, отличающееся тем, что торцевая герметизирующая поверхность расположена под углом от  $-25^\circ$  до  $-3^\circ$  относительно поперечного сечения соединения.

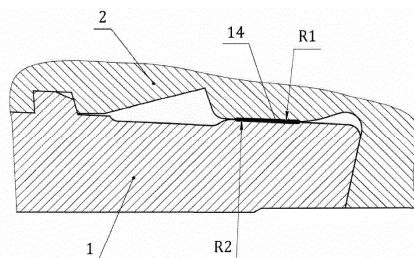
4. Резьбовое трубное соединение по п.1, отличающееся тем, что углы профиля зуба резьбы скошены под углом  $25-45^\circ$  к оси трубы на высоте не менее  $\frac{1}{4}$  высоты профиля зуба.



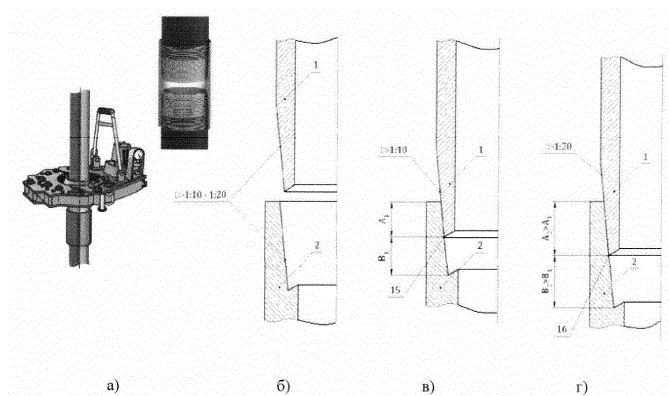
Фиг. 1а



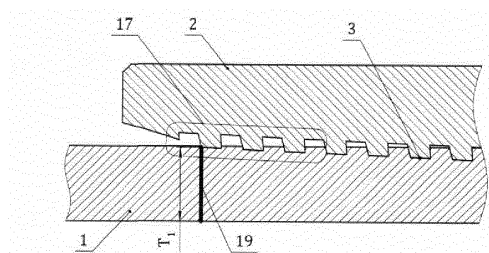
Фиг. 1б



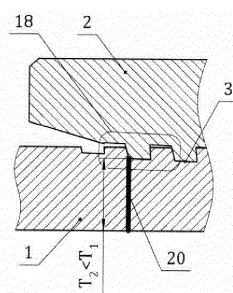
Фиг. 1в



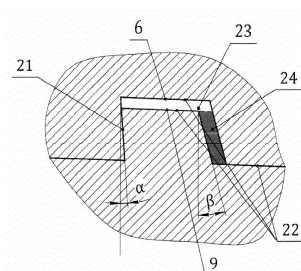
Фиг. 2



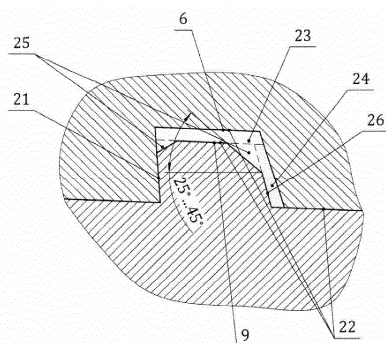
Фиг. 3а



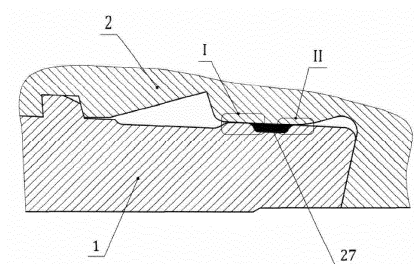
Фиг. 3б



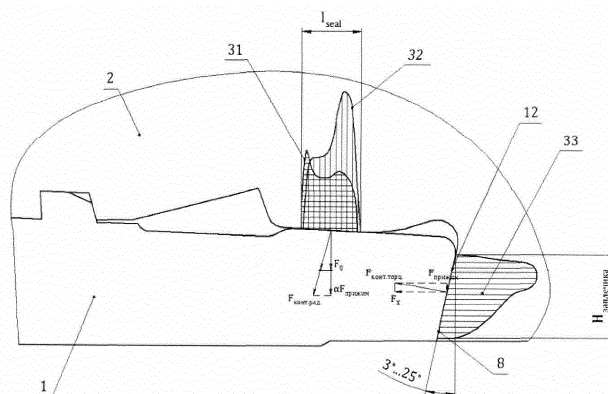
Фиг. 4



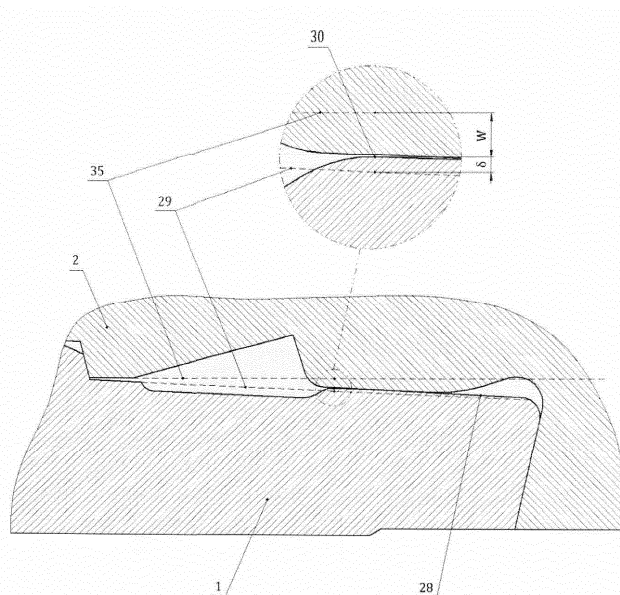
Фиг. 5



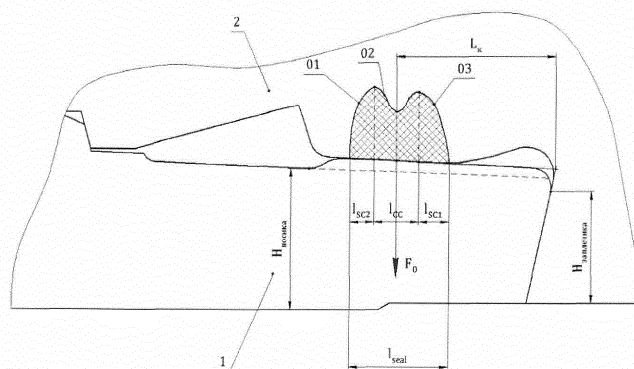
Фнг. 6



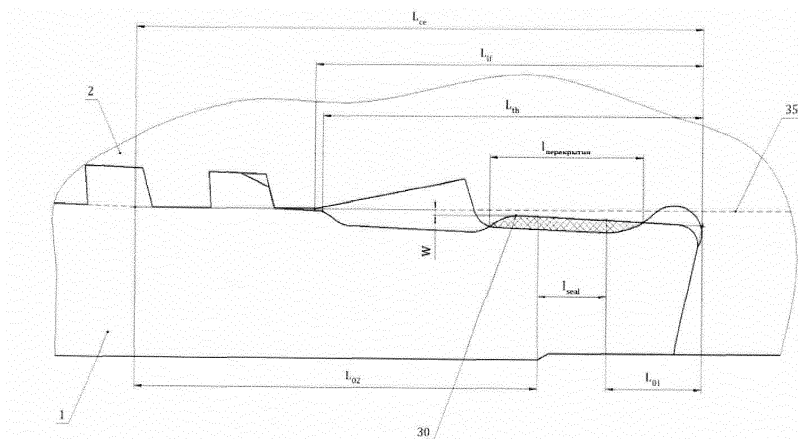
ФИГ. 7



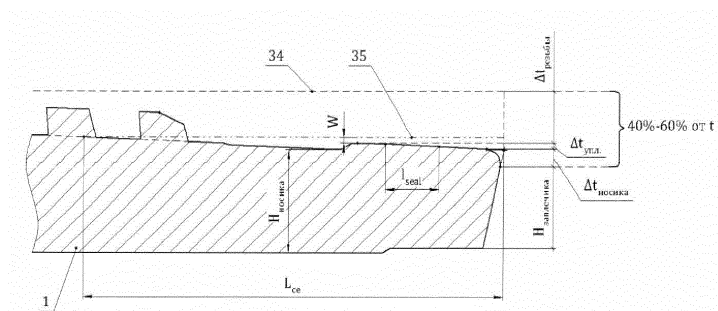
ФИГ. 8



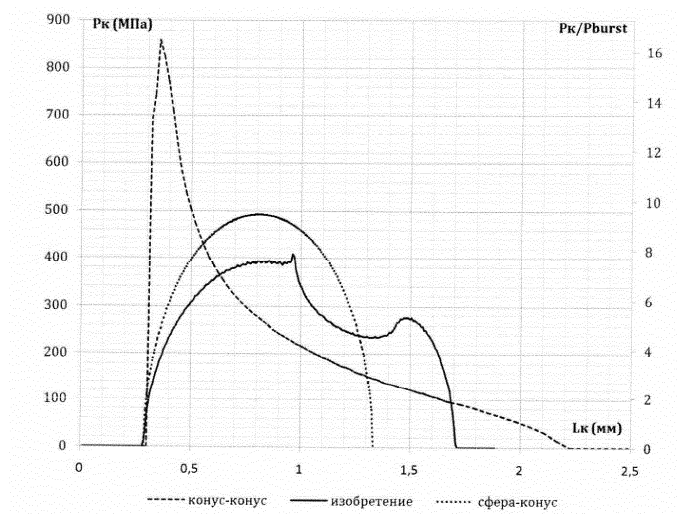
ФИГ. 9



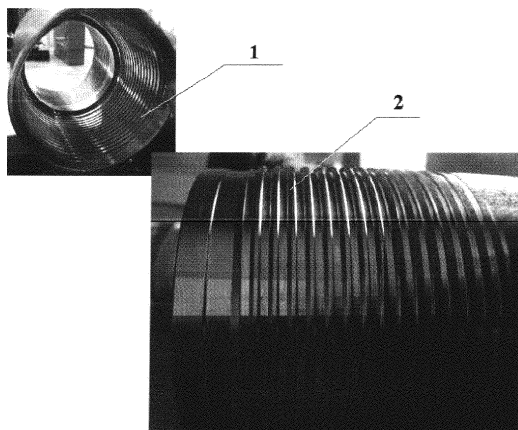
ФИГ. 10



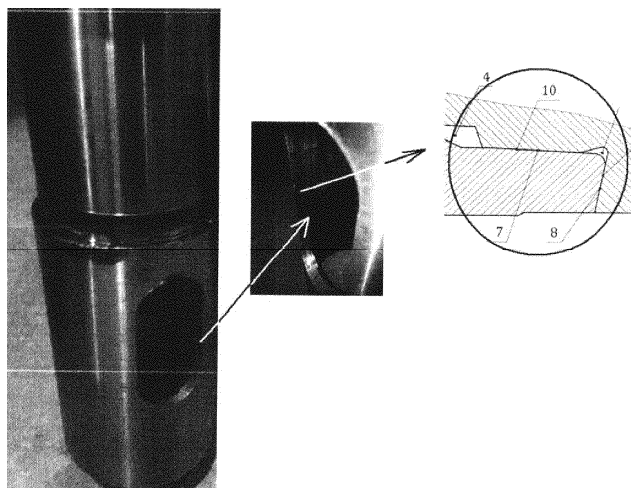
ФИГ. 11



ФИГ. 12



Фиг. 13



Фиг. 14

