



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,  
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(19) **RU** (11) **2 373 364** (13) **C2**

(51) МПК  
*E21B 4/02* (2006.01)  
*F04C 2/107* (2006.01)  
*F01C 1/107* (2006.01)

## (12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21), (22) Заявка: 2005139097/03, 14.12.2005

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:  
14.12.2005

(43) Дата публикации заявки: 27.06.2007

(45) Опубликовано: 20.11.2009 Бюл. № 32

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: US 6604921 B1, 14.04.2005. RU 2011778 C, 30.04.1994. RU 2165531 C1, 20.04.2001. RU 2245981 C1, 10.02.2005. US 6716008 A, 01.04.2004. US 6881045 A, 23.12.2004. US 2005/0079083 A1, 14.04.2005.

Адрес для переписки:

614022, г.Пермь, а/я 8711, ООО "Фирма  
"Радиус-Сервис", директору В.Н. Андоскину

(72) Автор(ы):

Андоскин Владимир Николаевич (RU),  
Кобелев Константин Анатольевич (RU),  
Кириевский Юрий Евгеньевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Общество с ограниченной  
ответственностью "Фирма "Радиус-Сервис"  
(RU)

## (54) СТАТОР ВИНТОВОЙ ГЕРОТОРНОЙ ГИДРОМАШИНЫ

(57) Реферат:

Изобретение относится к гидравлическим приводам для вращательного бурения, размещаемым в скважине. Статор содержит наружную трубу с внутренней поверхностью, выполненной в форме геликоида с внутренними винтовыми зубьями, закрепленную в наружной трубе обкладку из эластомера, прилегающую к внутренней поверхности наружной трубы. Обкладка выполнена с внутренними винтовыми зубьями и совпадает по форме с внутренними винтовыми зубьями в наружной трубе, а толщина обкладки является максимальной на зубьях, радиально направленных внутрь. В

наружной трубе максимальная толщина обкладки вдоль впадин ее внутренней винтовой поверхности, расположенных на максимальном радиальном удалении, равна половине высоты ее внутренних винтовых зубьев, при этом минимальная толщина стенки наружной трубы вдоль радиально направленных наружу впадин ее внутренней винтовой поверхности равна высоте внутренних винтовых зубьев в обкладке. Обеспечивает повышение надежности и ресурса, а также обеспечение максимальной мощности, момента силы на выходном валу в режиме максимальной мощности и допустимой осевой нагрузки. 3 з.п. ф-лы, 3 ил.

RU 2 373 364 C2

RU 2 373 364 C2



FEDERAL SERVICE  
FOR INTELLECTUAL PROPERTY,  
PATENTS AND TRADEMARKS

(19) **RU** (11) **2 373 364** (13) **C2**

(51) Int. Cl.

*E21B 4/02* (2006.01)

*F04C 2/107* (2006.01)

*F01C 1/107* (2006.01)

(12) **ABSTRACT OF INVENTION**

(21), (22) Application: **2005139097/03, 14.12.2005**

(24) Effective date for property rights:  
**14.12.2005**

(43) Application published: **27.06.2007**

(45) Date of publication: **20.11.2009 Bull. 32**

Mail address:

**614022, g.Perm', a/ja 8711, OOO "Firma "Radius-Servis", direktoru V.N. Andoskinu**

(72) Inventor(s):

**Andoskin Vladimir Nikolaevich (RU),  
Kobelev Konstantin Anatol'evich (RU),  
Kirievskij Jurij Evgen'evich (RU)**

(73) Proprietor(s):

**Obshchestvo s ogranichennoj otvetstvenost'ju  
"Firma "Radius-Servis" (RU)**

(54) **STATOR OF SCREW GEROTOR MACHINE**

(57) Abstract:

FIELD: oil and gas production.

SUBSTANCE: invention is related to hydraulic drives for rotary drilling arranged in well. Stator comprises external pipe with internal surface made in the form of helicoid with internal screw teeth, elastomer facing fixed in external pipe and adjacent to internal surface of external pipe. Facing is made with internal screw teeth and matches in shape with internal screw teeth in external pipe, and facing thickness is maximum at teeth that are radially directed inside. In external pipe maximum

thickness of facing along cavities of its internal screw surface arranged at maximum radial distance is equal to half of height of its internal screw teeth, at the same time minimum thickness of external pipe wall along cavities of its internal screw surface radially directed outside is equal to height of internal screw teeth in facing.

EFFECT: increased reliability and resource, and also provision of maximum power, force torque at output shaft in mode of maximum power and permissible axial load.

4 cl, 3 dwg

R U 2 3 7 3 3 6 4 C 2

R U 2 3 7 3 3 6 4 C 2

Изобретение относится к гидравлическим приводам для вращательного бурения, размещаемым в скважине, в частности к винтовым героторным гидравлическим двигателям для бурения нефтяных и газовых скважин или к винтовым насосам для добычи нефти из скважин.

5 Известен винтовой гидравлический механизм, используемый в качестве насоса или двигателя, содержащий корпус статора и ротор, при этом ротор имеет внешнюю винтовую поверхность, а корпус статора выполнен в виде монолитного жесткого трубчатого элемента, имеющего цилиндрическую внешнюю поверхность и  
10 внутреннюю поверхность, также имеющую винтовые зубья, а вышеупомянутый механизм содержит гибкий слой, выполненный из эластомера, имеющий однородную толщину на внутренней поверхности корпуса [1].

В известном гидравлическом механизме гибкий слой, выполненный из эластомера, имеющий однородную, по существу, одинаковую толщину на внутренней  
15 поверхности корпуса, подвергается деформации и изгибу при планетарно-роторном вращении ротора внутри статора, что приводит к образованию на выступах и впадинах зубьев зон, отличающихся друг от друга величинами контактного давления, сдвиговой прочности, твердости (упругости) и теплопроводности.

20 Температура в эластомерной обкладке может повышаться, например, до 60°C, а увеличение натяга в рабочей паре может составлять, например, до 0,05 мм на диаметр на каждые 10°C повышения температуры.

Недостатком известной конструкции является неполное использование  
25 возможности повышения надежности и ресурса винтового гидравлического механизма при его использовании в винтовом забойном двигателе, а также повышения максимальной мощности, момента силы на выходном валу в режиме максимальной мощности и усталостной выносливости (ресурса) обкладки из эластомера - не менее 100 тысяч циклов.

30 Недостатки известной конструкции объясняются неполной возможностью оптимизации толщины обкладки из эластомера вдоль выступов и впадин винтовых зубьев.

Это приводит к ухудшению отвода внутреннего тепла от обкладки из эластомера  
35 сквозь стенки корпуса к буровому раствору затрубного пространства, к образованию в центрах профиля эластомерной обкладки зон деструкции материала от воздействия градиента температур, к увеличению натяга в рабочей паре.

В результате центр профиля становится менее гибким (хрупким и ломким),  
40 механические свойства эластомера, например резины, на этих участках значительно ухудшаются, при этом давление, действующее в камерах между ротором и статором, может превысить предел сдвиговой прочности эластомера, а вершины зубьев в обкладке деформируются или отрываются от корпуса.

Известен статор винтового героторного гидравлического насоса или двигателя,  
45 содержащий корпус с внутренней поверхностью, выполненной с внутренними винтовыми зубьями, закрепленные в корпусе охватываемую и охватывающую обкладки из эластомера, при этом охватываемая обкладка выполнена с внутренними винтовыми зубьями, предназначенными для размещения ротора, имеющего наружную  
50 поверхность с винтовыми зубьями, охватывающая обкладка скреплена с охватываемой обкладкой и с внутренней поверхностью корпуса, а число зубьев ротора на единицу меньше числа зубьев корпуса [2].

В одном варианте на внутренней поверхности профиля статора обкладка из эластомера имеет практически равномерную толщину.

Известный гидравлический механизм содержит гибкий слой, выполненный из эластомера, имеющий однородную, по существу, одинаковую толщину на внутренней поверхности корпуса, что приводит к образованию на выступах и впадинах зубьев зон, отличающихся друг от друга величинами контактного давления, сдвиговой

5 прочности, твердости (упругости) и теплопроводности, которые подвергаются деформации и изгибу при планетарно-роторном вращении ротора внутри статора.

Недостатки известной конструкции объясняются неполной возможностью оптимизации толщины обкладки из эластомера вдоль впадин ее внутренней винтовой

10 поверхности, расположенных на максимальном радиальном удалении, а также вдоль выступов и впадин винтовых зубьев.

Это приводит к ухудшению отвода внутреннего тепла от обкладки из эластомера сквозь стенки корпуса к буровому раствору затрубного пространства, к образованию в центрах профиля эластомерной обкладки зон деструкции материала от воздействия

15 градиента температур, к увеличению натяга в рабочей паре.

В результате центр профиля становится менее гибким (хрупким и ломким), механические свойства резины или эластомера на этих участках значительно ухудшаются, при этом давление, действующее в камерах между ротором и статором, может превысить предел сдвиговой прочности эластомера, а вершины зубьев в обкладке деформируются или отрываются от корпуса.

20

Недостатком известной конструкции является также низкая прочность корпуса статора, а также потеря его устойчивости преимущественно при осевой нагрузке на долото и ударных воздействиях от ясов в составе изогнутой колонны бурильных труб

25 в наклонно направленных скважинах, например, при прохождении через радиусные участки ствола скважины при горизонтальном бурении, что объясняется тем, что он выполнен составным: из корпуса - гладкой трубы, охватываемой и охватывающей обкладок из эластомера, выполненных в форме геликоида.

Эластомерную охватываемую обкладку (постоянной толщины) выполняют из материала, например, Ultra-Flex 114, а дополнительную охватывающую обкладку с внутренней поверхностью в форме геликоида, по существу, с внутренними винтовыми

30 многозаходными зубьями выполняют из более твердого и прочного материала.

При этом известный статор при использовании его в винтовом гидравлическом двигателе не обеспечивает существенных преимуществ, например максимального темпа набора кривизны (при бурении наклонно направленной скважины), вследствие разрушения корпуса, например, при прохождении через радиусные участки ствола скважины при горизонтальном бурении с использованием в колонне бурильных труб

40 гидравлического и (или) гидромеханического яса, с вращением (от ротора буровой) изогнутой колонны бурильных труб (20...40 об/мин), с ударными нагрузками и ударными импульсами от гидравлического яса, а также вследствие релаксации растягивающих напряжений в изогнутой колонне бурильных труб, в которой установлен статор для двигателя.

Недостатки известного статора для двигателя объясняются также циклическим нагружением винтовых зубьев, выполненных, например, из эластомеров разной сдвиговой прочности, твердости и теплопроводности, которые подвергаются деформации и изгибу при планетарно-роторном вращении ротора внутри статора, что

50 приводит к выделению тепла внутри материала зубьев, нарушению натяга в рабочей паре, отслоению эластомерной обкладки от корпуса, а также к расслоению между эластомерными обкладками вследствие ухудшения отвода внутреннего тепла из эластомерной обкладки сквозь слой материала через стенки корпуса к буровому

раствору затрубного пространства.

При этом температура в эластомерной обкладке может повышаться, например, до 85°C, а увеличение натяга в рабочей паре может составлять, например, до 0,08 мм на диаметр на каждые 10°C повышения температуры, что приводит к нерасчетным режимам работы, не обеспечивает максимальной мощности, момента силы на выходном валу в режиме максимальной мощности и допустимой осевой нагрузки при повышении максимального перепада давления (межвиткового, на зубьях статора) в режиме максимальной мощности.

Наиболее близким к заявляемой конструкции является статор для гидравлического забойного двигателя, образующий наружную трубу с внутренней поверхностью, выполненной, по меньшей мере, с двумя внутренними винтовыми зубьями (или лопастями), закрепленную в корпусе обкладку, например, из эластомера, прилегающую к внутренней поверхности наружной трубы, при этом обкладка выполнена с внутренними винтовыми зубьями (или лопастями), совпадает по форме с внутренними винтовыми зубьями (или лопастями) в наружной трубе, а толщина обкладки является максимальной на зубьях (или лопастях), радиально направленных внутрь (не менее двух) [3].

Недостатком известной конструкции является неполное использование возможности повышения надежности и ресурса винтового забойного двигателя, максимальной мощности, момента силы на выходном валу в режиме максимальной мощности и усталостной выносливости (ресурса) эластомерной обкладки - не менее 100 тысяч циклов.

Так как эластомер характеризуется высокими изоляционными свойствами, он задерживает передачу тепла в большей степени вдоль выступов винтовых зубьев по сравнению с впадинами этих винтовых зубьев.

Температура в обкладке из эластомера может повышаться, например, до 85°C, а увеличение натяга в рабочей паре может составлять, например, до 0,08 мм на диаметр на каждые 10°C повышения температуры, что приводит к нерасчетным режимам работы, не обеспечивает максимальной мощности, момента силы на выходном валу в режиме максимальной мощности и допустимой осевой нагрузки при повышении максимального перепада давления (межвиткового, на зубьях статора) в режиме максимальной мощности.

Недостатки известного статора для винтовой героторной гидромашины объясняются неполным использованием возможности оптимизации толщины обкладки вдоль впадин внутренней винтовой поверхности и минимальной толщины стенки наружной трубы по отношению к высоте зубьев в обкладке, а также объясняются образованием на выступах и впадинах зубьев зон, отличающихся друг от друга величинами контактного давления, сдвиговой прочности, твердости (упругости) и теплопроводности, которые подвергаются деформации и изгибу при планетарно-роторном вращении ротора внутри статора, что приводит к повышенному градиенту температур при выделении тепла внутри материала зубьев и нарушению натяга в рабочей паре, к ухудшению отвода внутреннего тепла из эластомерной обкладки сквозь стенки наружной трубы к буровому раствору с внешней стороны наружной трубы (затрубного пространства), поток которого направлен от забоя (от долота) к устью скважины.

Из-за тепла, образуемого в центрах зубьев, происходит вторичная полимеризация: молекулярная сшивка эластомера (резины), что приводит к деструкции материала.

В результате центр профиля эластомерной обкладки становится негибким (хрупким

и ломким), механические свойства резины или эластомера на этих участках значительно ухудшаются, при этом давление, действующее в камерах между ротором и статором, может превысить предел сдвиговой прочности эластомера, а вершины статора деформируются или отрываются от статора.

5 Техническим результатом изобретения является повышение надежности и ресурса, а также обеспечение максимальной мощности, момента силы на выходном валу в режиме максимальной мощности и допустимой осевой нагрузки за счет уменьшения градиента температур при выделении тепла внутри материала зубьев, улучшения  
10 отвода внутреннего тепла из эластомерной обкладки сквозь стенки наружной трубы к буровому раствору затрубного пространства, обеспечения равномерного контактного давления и повышения усталостной выносливости эластомерной обкладки, а также обеспечения максимального перепада давления (межвиткового, на зубьях статора) в режиме максимальной мощности.

15 Сущность технического решения заключается в том, что в статоре винтовой героторной гидромашины, содержащем наружную трубу с внутренней поверхностью, выполненной в форме геликоида, по существу, с внутренними винтовыми зубьями, закрепленную в корпусе обкладку, например, из эластомера, прилегающую к  
20 внутренней поверхности наружной трубы, при этом обкладка выполнена с внутренними винтовыми зубьями и совпадает по форме с внутренними винтовыми зубьями в наружной трубе, а толщина обкладки является максимальной на зубьях, радиально направленных внутрь, согласно изобретению в наружной трубе максимальная толщина обкладки, например, из эластомера вдоль впадин ее  
25 внутренней винтовой поверхности, расположенных на максимальном радиальном удалении, равна половине высоты ее внутренних винтовых зубьев, при этом минимальная толщина стенки наружной трубы вдоль радиально направленных наружу впадин ее внутренней винтовой поверхности равна высоте внутренних  
30 винтовых зубьев в обкладке, например, из эластомера.

Толщина  $\Delta_{\text{выс}}$  обкладки, например, из резины вдоль радиально направленных внутрь зубьев и толщина  $\Delta_{\text{вп}}$  вдоль впадин ее внутренней винтовой поверхности, расположенных на максимальном радиальном удалении, связаны соотношением:  
35  $\Delta_{\text{выс}} = (0,85 \dots 1,15) \cdot \Phi \cdot \Delta_{\text{вп}}$ , где  $\Phi$  - постоянная, равная 1,618...

Толщина стенки  $\Delta R_{\text{кор}}$  наружной трубы вдоль радиально направленных внутрь зубьев на ее внутренней винтовой поверхности и толщина стенки  $\Delta R_{\text{вп}}$  наружной  
40 трубы вдоль расположенных на максимальном радиальном удалении впадин ее внутренней винтовой поверхности связаны соотношением:  $\Delta R_{\text{кор}} = (0,85 \dots 1,15) \cdot \Phi \cdot \Delta R_{\text{вп}}$ , где  $\Phi$  - постоянная, равная 1,618...

Твердость обкладки с внутренними винтовыми зубьями, выполненной из резины, составляет  $75 \pm 3$  ед. Шор А.

45 В заявляемой конструкции за счет того, что в наружной трубе максимальная толщина обкладки, например, из эластомера вдоль впадин ее внутренней винтовой поверхности, расположенных на максимальном радиальном удалении, равна половине высоты ее внутренних винтовых зубьев, при этом минимальная толщина стенки наружной трубы вдоль радиально направленных наружу впадин ее внутренней  
50 винтовой поверхности равна высоте внутренних винтовых зубьев в обкладке, например, из эластомера, обеспечиваются зоны идентичной сдвиговой прочности, твердости и теплопроводности, обеспечивается снижение градиента температур при выделении тепла внутри материала зубьев, улучшается отвод внутреннего тепла из

эластомерной обкладки сквозь стенки наружной трубы к буровому раствору с внешней стороны наружной трубы (затрубного пространства), поток которого направлен от забоя (от долота) к устью скважины.

При этом повышаются надежность и ресурс, а также обеспечивается максимальная мощность, момент силы на выходном валу в режиме максимальной мощности и допустимая осевая нагрузка за счет повышения усталостной выносливости эластомерной обкладки и обеспечения максимального перепада давления (межвиткового, на зубьях статора) в режиме максимальной мощности.

Надежность заявляемого статора для винтового героторного гидравлического двигателя обеспечивается за счет менее напряженных условий работы эластомерной обкладки: при наличии в рабочей паре между ротором и эластомерной обкладкой наружной трубы необходимого натяга контактное давление составляет 2,5...3 МПа, скорость скольжения составляет 0,5...2,5 м/с, при этом гидростатическое давление может достигать 50 МПа, а момент силы на выходном валу в режиме максимальной мощности может достигать 30 кН·м.

За счет того что толщина  $\Delta_{\text{выс}}$  обкладки, например, из резины вдоль радиально направленных внутрь зубьев и толщина  $\Delta_{\text{вп}}$  вдоль впадин ее внутренней винтовой поверхности, расположенных на максимальном радиальном удалении, связаны соотношением:  $\Delta_{\text{выс}} = (0,85 \dots 1,15) \cdot \Phi \cdot \Delta_{\text{вп}}$ , где  $\Phi$  - постоянная, равная 1,618... (число Фибоначчи), обеспечивается "золотое сечение" и (или) "золотое соотношение", например, величин контактного давления, сдвиговой прочности, твердости (упругости) и теплопроводности в обкладке из эластомера, что уменьшает градиент температур при выделении тепла внутри материала зубьев, сохраняет натяг в рабочей паре, улучшает отвод внутреннего тепла из эластомерной обкладки сквозь стенки наружной трубы к буровому раствору с внешней стороны наружной трубы (затрубного пространства), поток которого направлен от забоя (от долота) к устью скважины.

Это обеспечивает возможность повышения энергетических характеристик, надежности и ресурса с использованием заявляемого статора, по существу, повышения максимальной мощности, момента силы на выходном валу в режиме максимальной мощности и допустимой осевой нагрузки за счет повышения максимального перепада давления (межвиткового, на зубьях статора) в режиме максимальной мощности, а также повышения усталостной выносливости эластомерной обкладки.

За счет того что толщина стенки  $\Delta R_{\text{кор}}$  наружной трубы вдоль радиально направленных внутрь зубьев на ее внутренней винтовой поверхности и толщина стенки  $\Delta R_{\text{вп}}$  наружной трубы вдоль расположенных на максимальном радиальном удалении впадин ее внутренней винтовой поверхности связаны соотношением:  $\Delta R_{\text{кор}} = (0,85 \dots 1,15) \cdot \Phi \cdot \Delta R_{\text{вп}}$ , где  $\Phi$  - постоянная, равная 1,618... (число Фибоначчи), обеспечиваются существенные преимущества:

- прочность наружной трубы в режиме максимального набора кривизны при прохождении через радиусные участки ствола скважины при горизонтальном бурении;
- при использовании в колонне бурильных труб гидравлического и (или) гидромеханического яса с вращением (от ротора буровой) изогнутой колонны бурильных труб (20...40 об/мин);
- при ударных нагрузках и ударных импульсах от гидравлического и (или) гидромеханического яса и релаксации растягивающих напряжений в изогнутой

колонне бурильных труб, в которой установлен статор для двигателя.

За счет того что твердость обкладки с внутренними винтовыми зубьями, выполненной из резины, составляет  $75 \pm 3$  ед. Шор А, обеспечивается повышенная усталостная выносливость (ресурс) - не менее 150 тыс. циклов, повышенная стойкость: абразивная и в среде нефтепродуктов, а также высокая упругость, эластичность и надежность уплотнения рабочей пары ротор-обкладка статора в режиме максимальной мощности.

При использовании заявляемой конструкции повышается ресурс рабочей пары ротор-статор на 30...50%, а механическая скорость на 30...40% больше. За счет увеличения ресурса и механической скорости проходка на рабочую пару ротор-статор увеличивается в 0,9...1,2 раза.

Ниже представлен лучший вариант осуществления конструкции статора винтового забойного двигателя для бурения нефтяных скважин.

На фиг.1 показан продольный разрез статора винтового забойного двигателя.

На фиг.2 показан разрез А-А на фиг.1 поперек статора и ротора винтового забойного двигателя, вариант 1, отношение чисел зубьев ротор-обкладка равно 5/6.

На фиг.3 показан разрез А-А на фиг.1 поперек статора и ротора винтового забойного двигателя, вариант 2, отношение чисел зубьев ротор-обкладка равно 6/7.

Статор винтовой героторной гидромашины, например забойного двигателя для вращения ротора от насосной подачи текучей среды (бурового раствора), содержит наружную трубу 1 с внутренней поверхностью 2, выполненной в форме геликоида, по существу, с внутренними винтовыми зубьями 3, закрепленную в наружной трубе 1 обкладку 4 из эластомера, прилегающую к внутренней поверхности 2 наружной трубы 1, при этом обкладка 4 выполнена с внутренними винтовыми зубьями 5 и совпадает по форме с внутренними винтовыми зубьями 3 в наружной трубе 1, а толщина  $\Delta_{\text{выс}}$  обкладки 4 является максимальной на зубьях 5, радиально направленных внутрь, по сравнению с толщиной 7,  $\Delta_{\text{вп}}$  впадин 8 вдоль внутренней винтовой поверхности этой обкладки 4, показано на фиг.1, 2, 3.

Статор предназначен для винтового забойного двигателя, где поз.9 - ротор, поз.10 - центральная ось ротора 9, поз.11 - центральная ось наружной трубы 1, поз.12 - величина эксцентриситета ротора 9, установленного в обкладке 4, например, из резины, скрепленной с внутренней поверхностью 2 наружной трубы 1, а каждая из концевых частей 13, 14 наружной трубы 1 выполнена с внутренней конической резьбой 15, 16, показано на фиг.1, 2, 3.

В наружной трубе 1 максимальная толщина 7,  $\Delta_{\text{вп}}$  обкладки 4 из резины вдоль впадин 8 ее внутренней винтовой поверхности, расположенных на максимальном радиальном удалении 17, равна половине высоты 18 ее внутренних винтовых зубьев 5, при этом минимальная толщина 19 стенки наружной трубы 1 вдоль радиально направленных наружу впадин 21 ее внутренней винтовой поверхности равна высоте 18 внутренних винтовых зубьев 5 в обкладке 4, показано на фиг.1, 2, 3.

Толщина 6,  $\Delta_{\text{выс}}$  обкладки 4 из резины вдоль радиально направленных внутрь зубьев 5 и толщина 7,  $\Delta_{\text{вп}}$  вдоль впадин 8 ее внутренней винтовой поверхности, расположенных на максимальном радиальном удалении 17, связаны соотношением:  $\Delta_{\text{выс}} = (0,85 \dots 1,15) \cdot \Phi \cdot \Delta_{\text{вп}}$ , где  $\Phi$  - постоянная, равная 1,618..., показано на фиг.2, 3.

Толщина стенки 20,  $\Delta R_{\text{кор}}$  наружной трубы 1 вдоль радиально направленных внутрь зубьев 3 на ее внутренней винтовой поверхности и толщина стенки 19,  $\Delta R_{\text{вп}}$  наружной трубы 1 вдоль расположенных на максимальном радиальном удалении

впадин 21 ее внутренней винтовой поверхности связаны соотношением:

$\Delta R_{\text{кор}} = (0,85 \dots 1,15) \cdot \Phi \cdot \Delta R_{\text{вп}}$ , где  $\Phi$  - постоянная, равная 1,618..., показано на фиг.2, 3.

Твердость обкладки 4 с внутренними винтовыми зубьями 5, выполненной из резины, составляет  $75 \pm 3$  ед. Шор А.

Кроме того, на фиг.2, 3 показано: поз.22 - многозаходные винтовые камеры между зубьями 23 ротора 9 и зубьями 5 эластомерной обкладки 4; на фиг.1 показано: поз.24 - направление потока текучей среды (бурового раствора); на фиг.3: поз.25 - высота внутренних винтовых зубьев 3 в наружной трубе 1.

Конструкция статора при ее использовании в винтовом забойном двигателе работает следующим образом: поток бурового раствора 24 под давлением, например, 25...30 МПа в режиме максимальной мощности по колонне бурильных труб подается в многозаходные винтовые камеры 22 между зубьями 23 ротора 9 и зубьями 5 эластомерной обкладки 4 и образует область высокого давления и момент от гидравлических сил, который приводит в планетарно-роторное вращение ротор 9 внутри обкладки 4, закрепленной в наружной трубе 1.

Винтовые зубья 5 эластомерной обкладки 4, закрепленной в наружной трубе 1, подвергаются сложной деформации и изгибу при планетарно-роторном вращении ротора 9 внутри статора.

Винтовые камеры 22 между зубьями 23 ротора 9 и зубьями 5 эластомерной обкладки 4 имеют переменный объем и периодически перемещаются по потоку 24 бурового раствора, который имеет плотность до  $1500 \text{ кг/м}^3$ , содержит до 2% песка и до 5% нефтепродуктов.

За счет того что в наружной трубе 1 максимальная толщина 7,  $\Delta_{\text{вп}}$  обкладки 4 из резины вдоль впадин 8 ее внутренней винтовой поверхности, расположенных на максимальном радиальном удалении 17, равна половине высоты 18 ее внутренних винтовых зубьев 5, по существу, равна эксцентриситету 12 центральной продольной оси 10 ротора 9 относительно центральной продольной оси 11 обкладки 4 и наружной трубы 1 статора, при этом минимальная толщина 19 стенки наружной трубы 1 вдоль радиально направленных наружу впадин 21 ее внутренней винтовой поверхности равна высоте 18 внутренних винтовых зубьев 5 в обкладке 4, обеспечиваются зоны идентичной сдвиговой прочности, твердости и теплопроводности, обеспечивается уменьшение градиента температур при выделении тепла внутри материала зубьев 5, улучшается отвод внутреннего тепла из эластомерной обкладки 4 сквозь стенки наружной трубы 1 к буровому раствору с внешней стороны наружной трубы 1 (затрубного пространства), поток которого направлен от забоя (от долота) к устью скважины.

При этом обкладка 4, выполненная, например, из резины ИРП-1226-5, работает в менее напряженных условиях: при наличии в рабочей паре (ротор 9 - обкладка 4) необходимого натяга контактное давление составляет 2,5...3 МПа, скорость скольжения 0,5...2,5 м/с, при этом гидростатическое давление может достигать, например, 50 МПа, а момент силы на выходном валу в режиме максимальной мощности может достигать, например, 30 кН·м.

За счет того что толщина 6,  $\Delta_{\text{выс}}$  обкладки 4 из резины вдоль радиально направленных внутрь зубьев 5 и толщина 7,  $\Delta_{\text{вп}}$  обкладки 4 вдоль впадин 8 ее внутренней винтовой поверхности, расположенных на максимальном радиальном удалении 17, связаны соотношением:

$\Delta_{\text{выс}} = (0,85 \dots 1,15) \cdot \Phi \cdot \Delta_{\text{вп}}$ , где  $\Phi$  - постоянная, равная 1,618... (где  $\Phi$  - число

Фибоначчи), обеспечивается "золотое сечение" и (или) "золотое соотношение", например, величин контактного давления, сдвиговой прочности, твердости (упругости) и теплопроводности в обкладке 4, что приводит к уменьшению градиента температур при выделении тепла внутри материала зубьев 5 и сохранению натяга в рабочей паре ротор 9 - обкладка 4, к улучшению отвода внутреннего тепла из обкладки 4 сквозь стенки наружной трубы 1 к буровому раствору затрубного пространства, поток которого направлен от забоя (от долота) к устью скважины.

За счет того что толщина  $20$ ,  $\Delta R_{\text{кор}}$  стенки наружной трубы 1 вдоль радиально направленных внутрь зубьев 3 на ее внутренней винтовой поверхности и толщина  $19$ ,  $\Delta R_{\text{вп}}$  стенки наружной трубы 1 вдоль расположенных на максимальном радиальном удалении впадин 21 ее внутренней винтовой поверхности связаны соотношением:

$$\Delta R_{\text{кор}} = (0,85 \dots 1,15) \cdot \Phi \cdot \Delta R_{\text{вп}}, \text{ где } \Phi - \text{ постоянная, равная } 1,618 \dots, \text{ обеспечиваются}$$

существенные преимущества:

- прочность наружной трубы 1 в режиме максимального набора кривизны при прохождении через радиусные участки ствола скважины при горизонтальном бурении;
- при использовании в колонне бурильных труб гидравлического и (или) гидромеханического яса с вращением (от ротора буровой) изогнутой колонны бурильных труб ( $20 \dots 40$  об/мин);

- при ударных нагрузках и ударных импульсах от гидравлического и (или) гидромеханического яса и релаксации растягивающих напряжений в изогнутой колонне бурильных труб, в которой установлена наружная труба 1 (статор) двигателя.

За счет того что твердость обкладки 4 с внутренними винтовыми зубьями 5, выполненной из резины, составляет  $75 \pm 3$  ед. Шор А, обеспечивается повышенная усталостная выносливость (ресурс) - не менее  $150$  тыс. циклов, повышенная стойкость: абразивная и в среде нефтепродуктов, а также высокая упругость, эластичность и надежность уплотнения рабочей пары ротор 9 - обкладка 4 в режиме максимальной мощности.

Изобретение повышает надежность и ресурс, обеспечивает максимальную мощность, момент силы на выходном валу в режиме максимальной мощности и допустимую осевую нагрузку за счет уменьшения градиента температур при выделении тепла внутри материала зубьев, улучшения отвода внутреннего тепла из обкладки сквозь стенки наружной трубы к буровому раствору затрубного пространства, обеспечения равномерного контактного давления и повышения усталостной выносливости обкладки, а также максимального перепада давления (межвиткового, на зубьях статора) в режиме максимальной мощности, который составляет, по существу,  $25 \dots 30$  МПа при меньшем уровне напряженно-деформированного состояния обкладки из эластомера.

Источники информации

1. US 2005/0079083 A1, F01C 1/10, Apr. 14, 2005.
2. US 6881045 B2, F03C 2/08, Apr. 19, 2005.
3. US 6604921 B1, F01C 1/10, Aug. 12, 2003 - прототип.

#### Формула изобретения

1. Статор винтовой героторной гидромашины, например двигателя для вращения ротора от насосной подачи текучей среды или насоса для подачи текучей среды за счет вращения ротора, содержащий наружную трубу с внутренней поверхностью, выполненной в форме геликоида, по существу, с внутренними винтовыми зубьями, закрепленную в наружной трубе обкладку, например, из эластомера, прилегающую к

внутренней поверхности наружной трубы, при этом обкладка выполнена с внутренними винтовыми зубьями и совпадает по форме с внутренними винтовыми зубьями в наружной трубе, а толщина обкладки является максимальной на зубьях, радиально направленных внутрь, отличающийся тем, что в наружной трубе  
 5 максимальная толщина обкладки, например, из эластомера вдоль впадин ее внутренней винтовой поверхности, расположенных на максимальном радиальном удалении, равна половине высоты ее внутренних винтовых зубьев, при этом минимальная толщина стенки наружной трубы вдоль радиально направленных  
 10 наружу впадин ее внутренней винтовой поверхности равна высоте внутренних винтовых зубьев в обкладке, например, из эластомера.

2. Статор винтовой героторной гидромашины по п.1, отличающийся тем, что толщина  $\Delta_{\text{выс}}$  обкладки, например, из резины вдоль радиально направленных внутрь  
 15 зубьев и толщина  $\Delta_{\text{вп}}$  вдоль впадин ее внутренней винтовой поверхности, расположенных на максимальном радиальном удалении, связаны соотношением:  $\Delta_{\text{выс}} = (0,85 \dots 1,15) \cdot \Phi \cdot \Delta_{\text{вп}}$ , где  $\Phi$  - постоянная, равная 1,618...

3. Статор винтовой героторной гидромашины по п.1, отличающийся тем, что толщина стенки  $\Delta R_{\text{кор}}$  наружной трубы вдоль радиально направленных внутрь  
 20 зубьев на ее внутренней винтовой поверхности и толщина стенки  $\Delta R_{\text{вп}}$  наружной трубы вдоль расположенных на максимальном радиальном удалении впадин ее внутренней винтовой поверхности связаны соотношением:

$$\Delta R_{\text{кор}} = (0,85 \dots 1,15) \cdot \Phi \cdot \Delta R_{\text{вп}}, \text{ где } \Phi - \text{ постоянная, равная } 1,618 \dots$$

4. Статор винтовой героторной гидромашины по п.1, отличающийся тем, что  
 25 твердость обкладки с внутренними винтовыми зубьями, выполненной из резины, составляет  $75 \pm 3$  ед. Шор А.

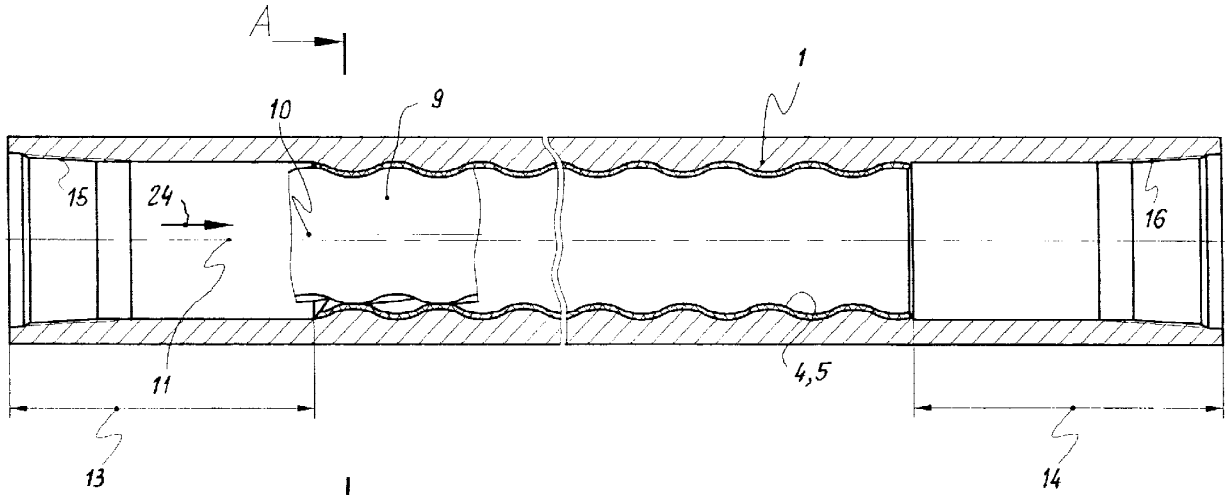
30

35

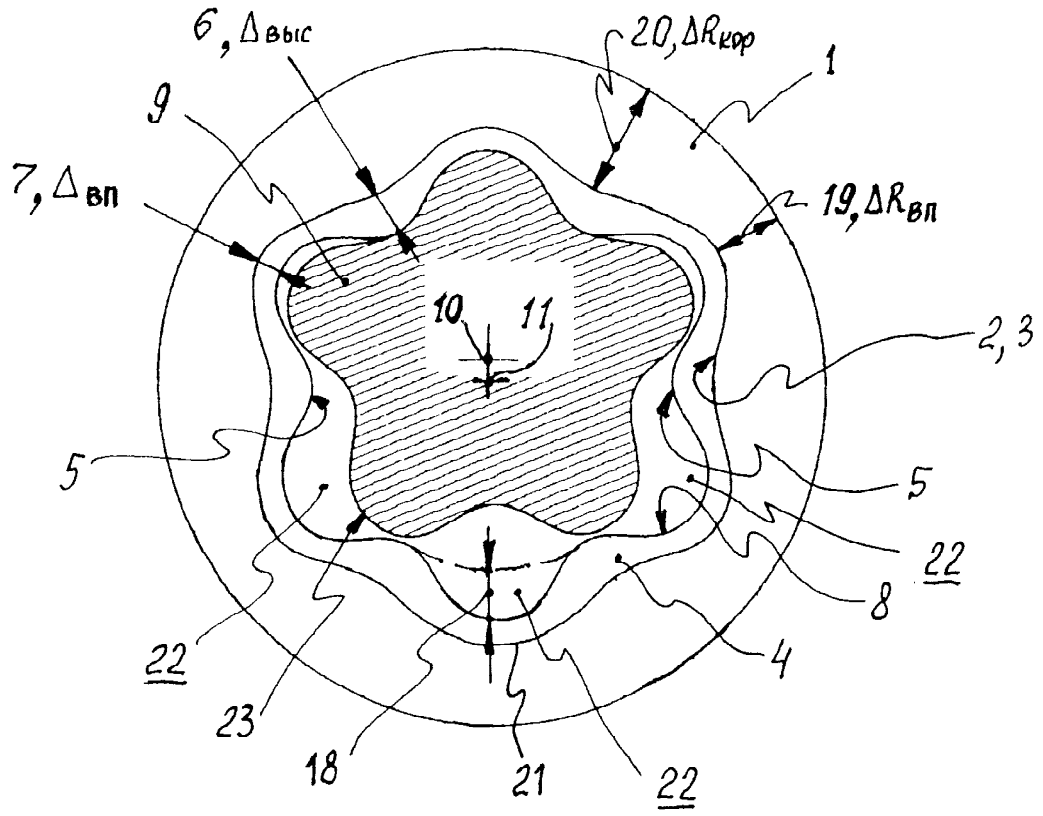
40

45

50

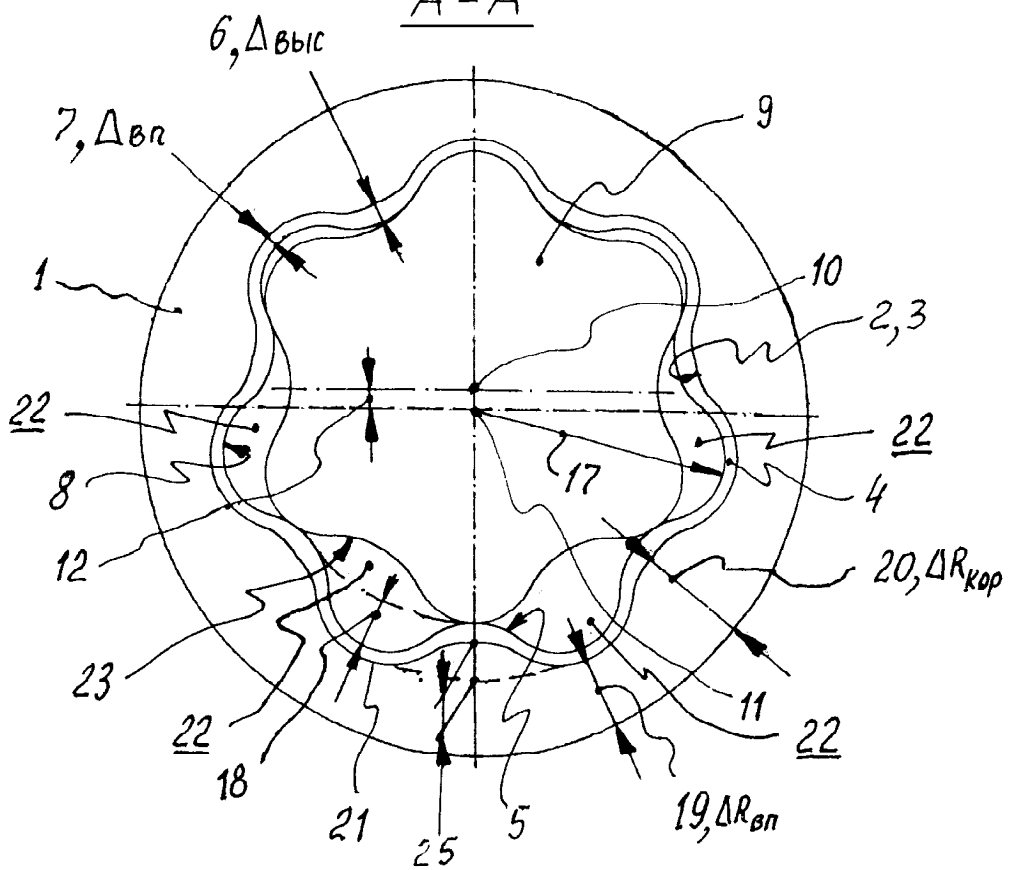


Фиг. 1  
A-A



Фиг. 2

A-A



Фиг. 3