Е. К. Тимофеев¹, Б. А. Жуков^{1,2}, А. Е. Годенко¹, Е. Ю. Липатов¹

**ЧИСЛЕННО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ
МЕТАЛЛИЧЕСКОГО КОЛЬЦЕВОГО УПЛОТНЕНИЯ ПОДВЕСКИ
НАСОСНО-КОМПРЕССОРНОЙ ТРУБЫ***

¹ Волгоградский государственный технический университет

² Волгоградский государственный социально-педагогический университет

e-mail: dvr@vstu.ru¹; zhukov.b.a@gmail.com²

В статье проведено численно-аналитическое моделирование напряженно-деформированного состояния металлического кольцевого уплотнения подвески насосно-компрессорной трубы при монтажных нагрузках, а также в условиях воздействия скважинного давления. Предложен аналитический метод расчета прочности и герметичности в рамках упругой постановки. Расчет методом конечных элементов проводился с целью учета пластических деформаций, которые позволяют исследовать влияние геометрии контактной зоны уплотнительного кольца на ширину контактной площадки и величину контактного давления. Проведено сопоставление результатов расчета аналитическим методом и методом конечных элементов. Показано, что аналитический метод как менее трудозатратный может использоваться на начальных стадиях проектирования данного типа оборудования.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, контактное давление, ширина контактной площадки, металлическое кольцевое уплотнение, пластическая деформация, герметичность.

E. K. Timofeev, B. A. Zhukov, A. E. Godenko, E. Yu. Lipatov

**NUMERICAL AND ANALYTICAL MODELING OF STRESS-DEFORMED STATE
OF THE METAL RING SEAL OF THE TUBING HANGER**

¹ Volgograd State Technical University

² Volgograd State Social and Pedagogical University

The article presents a numerical and analytical modeling of the stress-strain state of a metal ring seal of a tubing hanger under installation loads, as well as under the influence of well pressure. An analytical method for calculating strength and tightness within the elastic formulation is proposed. The calculation by the finite element method was carried out in order to take into account plastic deformations, which make it possible to study the influence of the geometry of the contact zone of the sealing ring on the width of the contact pad and the magnitude of the contact pressure. Comparison of the calculation results by the analytical method and the finite element method is carried out. It is shown that the analytical method, as less labor-intensive, can be used at the initial stages of designing this type of equipment.

Keywords: stress-strain state, contact pressure, contact area width, metal ring seal, plastic deformation, tightness.

© Тимофеев Е. К., Жуков Б. А., Годенко А. Е., Липатов Е. Ю., 2021.

* Приведенное выше исследование проводилось при поддержке Фонда содействия инновациям по договору № 559ГУЦЭС8-D3/62148 от 8.10.2020 г.

Подвеска насосно-компрессорной трубы (НКТ) является чрезвычайно важным элементом систем подводной добычи, чья успешная герметичность в процессе добычи нефти и газа имеет решающее значение в обеспечении безаварийной эксплуатации подводной скважины. По сравнению с наземными системами добычи углеводородов, подводные системы добычи находятся на глубине от нескольких сотен метров до нескольких километров, что приводит к значительным рискам, связанным с эксплуатационными проблемами, такими как увеличенные интервалы технического обслуживания. Условия эксплуатации таких систем осложнены, сопрягаемые узлы подвержены скважинному давлению, которое может достигать до одной тысячи атмосфер. Такие узлы конструкции, как канатная заглушка и корпус подвески НКТ, требуют обеспечения достаточно прочного и герметичного соединения. Функцию герметичности берет на себя металлическое уплотнение кольцевого типа.

Автор статьи [1] приводит аналитический расчет металлического уплотнительного кольца, обеспечивающего герметичность в конструкции устьевого соединителя. В статье приводится подробный силовой анализ при работе механизма, обеспечивающего монтаж устьевым соединителем противовыбросного оборудования на устье скважины. Аналитическим методом изучено влияние монтажных нагрузок и давления на величину контактного давления, а также ширину контактной площадки. По мнению автора, основным фактором, влияющим на эффективность уплотнения, является сила предварительного натяга, созданная в процессе монтажных работ.

В статье [2] выполнено исследование характеристик уплотняющего контакта подводных цанговых соединений на основе теории Герца. Авторы статьи исследовали влияние температуры на герметичность морских несвязанных гибких труб на основе гидравлического и теплового расчета методом конечных элементов. Авторы утверждают, что тепловое воздействие вызывает дополнительную деформацию в уплотнительном узле, что приводит к увеличению ширины контакта и контактного давления и как следствие улучшает герметизирующую способность.

В работе [3] была проанализирована взаимосвязь между максимальным контактным давлением линзообразной прокладки и шириной контакта и силой предварительной нагрузки в устьевом соединителе. Достижение эффективного блокирующего усилия соединителя

было взято в качестве целевой функции для оптимизации процесса блокировки, но контактное давление на прокладке в рабочих условиях не было сочтено важным.

Данная статья посвящена анализу напряженно-деформированного состояния уплотнительного кольца при его монтаже и основной работе на скважине, который необходим для последующей оценки прочности и герметичности данного узла. В статье представлен аналитический метод расчета прочности и герметичности в рамках упругой постановки, менее трудоемкий и энергозатратный, чем расчет методом конечных элементов. Расчет методом конечных элементов проводился с целью учета пластических деформаций, которые позволяют исследовать влияние геометрии контактной зоны уплотнительного кольца на ширину контактной площадки и величину контактного давления.

Описание принципа работы конструкции

На рис. 1 представлен общий вид уплотнительного узла.

Рис. 1. Уплотнительный узел конструкции подвески НКТ:
1 – канатная заглушка; 2 – металлическое уплотнительное кольцо;
3 – корпус подвески НКТ

Уплотнение осуществляется в кольцевом пространстве между канатной заглушкой 1 и корпусом подвески НКТ 3. Уплотнительное кольцо 2 имеет радиальный натяг Δ как с наружной цилиндрической поверхностью канатной заглушки, так и с внутренней поверхностью корпуса подвески НКТ. В процессе монтажа уплотнительного кольца усики подгибаются на величину конструктивно заложенного натяга Δ , тем самым обеспечивая предварительный контакт уплотняемых поверхностей и разграничивая полость А от полости Б. После

завершения работ по монтажу уплотнения в полость А подается испытательное давление $p=69$ МПа согласно рис. 2.

Рис. 2. Зона воздействия давления

Аналитический метод расчета

Для аналитического определения напряженно-деформированного состояния (НДС), было принято поделить задачу на два этапа. На первом этапе рассмотрено НДС уплотнения после завершения работы по монтажу. На втором этапе рассмотрено НДС после приложения испытательного давления.

Следует отметить, что нарушение герметичности возможно в случае, если максимальное контактное давление $q_{\max}$, которое возникает на уплотняемых поверхностях, меньше давления среды p в полости А. Также не исключается потеря герметичности вследствие разрушения усика. Подножие усика является опасной точкой в конструкции на этапе работ по монтажу уплотнения. В данном случае необходимо рассматривать не только местные напряжения вызванных контактным взаимодействием уплотняемых поверхностей, но и общие напряжения уплотнительного кольца, вызванных изгибом усика. Исходя из приведенных соображений, необходимо рассматривать на первом этапе следующие задачи:

- оценка общей прочности усика;
- оценка местной (контактной) прочности уплотняемых частей.

Общий вид металлического уплотнительного кольца показан на рис. 3.

Для расчета общей прочности было предложено рассматривать усик как тонкостенную цилиндрическую оболочку с жестко заземленным торцом. Из теории расчета цилиндрических тонкостенных оболочек известно, что оболочку можно рассматривать как совокупность

Рис. 3. Общий вид металлического уплотнительного кольца

совместно изгибающихся полосок единичной ширины, связанных между собой упругими силами. В данном случае при посадке уплотнения с конструктивно заложенным натягом Δ , нагружение на усик является симметричным. Все единичные полоски в меридиональном направлении, на которые был поделен усик уплотнения, изгибаются одинаково.

Радиальная составляющая силы Q в каждом сечении пропорциональна местному прогибу в радиальном направлении. Расчетная схема усика для первого этапа показана на рис. 4.

Кольцевое усилие, действующее на усик после монтажных работ

$$p = \frac{3E \cdot \Delta \cdot h_{\text{ср}}^3 \cdot b}{12 \cdot l_{\text{пр}}^3},$$

где $b=1$ мм – единичная ширина полоски, E – модуль упругости уплотнения.

Умножив кольцевое усилие на длину развертки усика по среднему диаметру, получим радиальное усилие, действующее на усик в месте уплотняемых поверхностей

$$Q = p \cdot 2\pi \cdot R_{\text{ср}}.$$

Напряженно-деформированное состояние уплотнения, возникающее вследствие натяга, было принято считать двухосным. В результате действия радиального усилия, которое вызывает

Рис. 4. Расчетная схема первого этапа

изгиб при наличии плеча, в усике возникают нормальные напряжения растяжения и сжатия в меридиональном направлении. В окружном же направлении из-за радиального перемещения усика возникают нормальные напряжения.

Изгибающие напряжения в усике в результате посадки с натягом

$$\sigma_{изг} = \frac{3Q \cdot x}{\pi \cdot R_{ср} \cdot h_{ср}^2},$$

где x — координата точки согласно расчетной схеме.

Окружные напряжения в срединной поверхности пропорциональны радиальному перемещению усика

$$\sigma_{окр} = E \frac{\Delta}{R_{ср}}.$$

Кроме окружных и изгибных напряжений в продольном сечении усика возникает еще касательное напряжение τ_{xz} . Эти напряжения мало по сравнению с нормальными напряжениями и в расчете на прочность не учитываются. По этой причине было допущено, что окружные и изгибные напряжения являются главными. Эквивалентные напряжения, согласно энергетической теории предельного напряженного состояния Губера Мизеса, возникающие в усике после монтажных работ

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma_{изг}^2 + \sigma_{окр}^2 - \sigma_{изг} \cdot \sigma_{окр}}.$$

Для оценки герметичности необходимо определить такие параметры, как максимальное контактное давление и ширину контактной площадки. Для расчета этих параметров достаточно хорошо подходит теория Герца о контактом взаимодействии цилиндра с плоскостью [4]. Ширина площадки контакта

$$2a = 2 \cdot 0,798 \sqrt{2pr \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)},$$

где r — радиус цилиндра (усика) согласно рис. 3; E_1 — модуль упругости материала уплотнения; μ_1 — коэффициент Пуассона материала уплотнения; E_2 — модуль упругости стали, материала корпуса канатной заглушки; μ_2 — коэффициент Пуассона материала корпуса канатной заглушки.

Максимальное контактное давление цилиндра с плоскостью

$$q_{max} = 0,798 \sqrt{\frac{p}{2r \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}}.$$

Напряженно-деформированное состояние в зоне контакта уплотнительных поверхностей является сложным. Однако в плоскости, проходящей через ось ou , согласно расчетной схеме, показанной на рис. 5, касательные напряжения равны нулю, соответственно нормальные и являются главными и пропорциональны максимальному контактному давлению:

$$\sigma_x = -q_{max} \left[\frac{1 + 2 \left(\frac{y}{a} \right)^2}{\sqrt{1 + \left(\frac{y}{a} \right)^2}} - 2 \frac{y}{a} \right];$$

$$\sigma_y = -q_{max} \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{y}{a} \right)^2}};$$

$$\sigma_z = -q_{max} 2 \cdot \mu \left[\sqrt{1 + \left(\frac{y}{a} \right)^2} - \frac{y}{a} \right].$$

Эквивалентные напряжения, возникающие в зоне контакта уплотнительных поверхностей

$$\sigma_{эkv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2}.$$

Рис. 5. Расчетная схема контактной задачи

Расчетная схема усика для второго этапа показана на рис. 6.

Рис. 6. Расчетная схема второго этапа

Распределенная сила по длине усика при воздействии давления

$$q_{\text{дав}} = \frac{p\pi(2 \cdot r_1^2 \cdot l_{\text{цил}} + l_{\text{кон}} \cdot (r_1 + r_2) \cdot \cos \alpha)}{l_{\text{пр}}},$$

где $\alpha = \arctg\left(\frac{r_1 - r_2}{l_{\text{кон}}}\right)$ — угол конической части уплотнения.

При воздействии давления на уплотнения в осевом направлении возникает усилие, которое находится из:

$$N_{\text{сж}} = p(\pi \cdot R_{\text{кон}}^2 - \pi \cdot r_1^2 + S_{\text{кон}} \sin \alpha),$$

где $S_{\text{кон}} = \frac{\pi \cdot l_{\text{кон}} (r_1 + r_2)}{\cos \alpha}$ — площадь конической

части уплотнения; $\alpha = \arctg\left(\frac{r_1 - r_2}{l_{\text{кон}}}\right)$ — угол наклона образующей конической поверхности уплотнения.

Напряжения сжатия, вызванные действием рабочего давления в усике уплотнения

$$\sigma_{\text{сж}} = -\frac{N_{\text{сж}}}{2\pi \cdot R_{\text{ср}} \cdot h_{\text{ср}}}.$$

Исходя из принципа суперпозиции, нормальные напряжения, действующие в меридиональном направлении, вызванные изгибом усика на первом и втором этапе суммируются

$$\sigma_{\text{изг}} = \sigma_{\text{изг}}^I + \sigma_{\text{изг}}^{\text{II}} = -\frac{Q}{W_{1-1}^y} (x - l_{\text{пр}}) + \frac{q_{\text{дав}} \cdot l_{\text{пр}}}{W_{1-1}^y} \left(\frac{5}{8}x - \frac{1}{8}l_{\text{пр}} - \frac{x^2}{2l_{\text{пр}}} \right),$$

где $W_{1-1}^y = \frac{2I_y^{1-1}}{h_{\text{ср}}}$ — момент сопротивления сечения

развертки усика; $I_{1-1}^y = \frac{2\pi \cdot R_{\text{ср}}^3 h_{\text{ср}}^3}{12}$ — осевой момент инерции сечения развертки усика.

Нормальное напряжение, вызванное изгибом усика, суммируется с нормальным напряжением, вызванным действием давления. Следовательно, напряжение, действующее в меридиональном направлении на внутренней цилиндрической поверхности усика, вычисляется как

$$\sigma_{\text{м}} = \sigma_{\text{изг}} + \sigma_{\text{сж}}.$$

Следует отметить, что на наружной поверхности усика волокна растягиваются от изгиба, следовательно, напряжения $\sigma_{\text{изг}}$ имеют поло-

жительное значение, а на внутренней поверхности отрицательное. Напряжения $\sigma_{\text{сж}}$ всегда имеют отрицательное значение.

Окружные напряжения пропорциональны радиальному перемещению

$$\sigma_{\text{окр}} = E \frac{\Delta_{\text{сумм}}}{R_{\text{ср}}}.$$

Численное решение

Моделирование НДС металлического уплотнительного кольца выполнялось в программном пакете ANSYS® Mechanical, Release 18.1. На основе рабочих чертежей технического проекта была создана двухмерная CAD – модель. С целью сокращения времени, необходимого на численный счет, модель выполнена в осесимметричной постановке задачи. Реше-

ние конечно-элементной модели осуществлялось в два этапа. На первом этапе за счет смещения деталей в осевом направлении, как показано на рис. 7, моделировался радиальный натяг $\Delta=0,02$ мм, имитируя тем самым процесс монтажа уплотнения.

Рис. 7. Моделирование процесса монтажа уплотнения

На втором этапе, согласно рис. 2, к зонам деталей, расположенным в полости А было приложено давление, таким образом смоделировано воздействие испытательного и скважинного давлений на рассматриваемый узел конструкции. На всех этапах выполнялся расчет задачи статики с учетом геометрической и физической нелинейности, а также с учетом нелинейного контактного взаимодействия. Кривые деформирования упруго-пластического ма-

териала деталей, рассматриваемых в уплотнительном узле, были построены на основании методики, указанной в [5]. Для обеспечения необходимой точности численного счета в зоне контакта, согласно рис. 8, использовалось локальное сгущение конечно-элементной сетки, размер стороны кубической ячейки конечно-элементной сетки уменьшался до 0,02 мм.

Рис. 8. Зоны сгущения КЭ сетки

В процессе моделирования фиксировалось радиальное усилие, действующее на усик, распределение эквивалентных напряжений по высоте усика и в зоне контакта усика с корпусом канатной заглушки. Помимо этого отслеживалась величина контактного давления, а также ширина контактной площадки. Визуализация распределения эквивалентных напряжений в металлическом уплотнении показана на рис. 9.

a

Рис. 9. Распределение эквивалентных напряжений (см. также на с. 42):
a – при монтаже; *б* – при действии давления

Рис. 9. Окончание

Как видно из результатов численного счета, при монтаже уплотнения максимальное эквивалентное напряжение у подножья усика составляет 185 МПа, при этом предел текучести материала кольца составляет 418 МПа. Прочность усика в процессе монтажа будет обеспечена. При воздействии скважинного давления 69 МПа максимальные эквивалентные напряжения переходят с подножья на среднюю часть усика и не превышают при этом 203 МПа.

Минимальный коэффициент запаса прочности конструкции

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}^{\text{эkv}}} = \frac{418}{203} = 2,03.$$

Как можно заметить, в зоне контакта усика с корпусом канатной заглушки, при воздей-

ствии скважинного давления 69 МПа, наблюдаются высокие напряжения, и равные 514 МПа. Данные напряжения носят исключительно локальный характер и не приведут к разрушению конструкции, однако с точки зрения контактной прочности, и герметичности на этапе монтажа уплотнения представляют практический интерес. Для оценки герметичности использовался критерий в соответствии с системой стандартов ISO 13628, описанный в [6], согласно которому величина контактного давления при монтаже в уплотнениях типа металл-металл не должна быть меньше двукратного давления внешней уплотняемой среды. Распределение контактного давления в зоне касания усика металлического уплотнения с корпусом канатной заглушки показано на рис. 10.

Рис. 10. Контактное давление при монтаже уплотнения

Как видно из результата численного счета, точка максимума контактного давления, в отли-

чие от эпюры, показанной на рис. 5, смещена от центра контактной поверхности, что обусловле-

но проявлением пластических деформаций конструкции уже на этапе монтажа, что никак нельзя учесть, применяя теорию Герца. Однако следует заметить, что разница между величиной максимума контактного давления, полученного

численным методом и теоретическим, не превышает 10 % согласно таблице. Также справедливо отметить, что разница ширины контактной площадки между численным расчетом и расчетом по теории Герца не превышает 5 %.

Сопоставление результатов расчета численным и аналитическим методом

Метод расчета НДС	Радиальное усилие при монтаже Q , Н	Эквивалентные напряжения у подножья усика при монтаже $\sigma_{\text{экв}}$, МПа	Контактное давление при монтаже q_{max} , МПа	Эквивалентные напряжения в средней части усика при воздействии скважинного давления $\sigma_{\text{экв}}$, МПа	Ширина контактной площадки при монтаже, мм
Численный метод	41657	185	1100	203	0,12
Аналитический метод	55146	310	1222	276	0,13

Из представленных результатов видно, что при аналитическом методе расчета значения эквивалентных напряжений на 40 и 26 % выше при монтаже и действии скважинного давления соответственно. Данный факт связан с использованием граничных условий в аналитическом методе в виде жесткой заделки. С точки зрения оценки прочности конструкции, аналитический

метод дает более консервативный результат, который возможно рассматривать для оценки несущей способности усика, принимая завышенные значения напряжений в запас прочности.

Распределение эквивалентных напряжений по глубине контактной зоны усика при монтаже уплотнительного кольца показаны на рис. 11.

Рис. 11. Эквивалентные напряжения в глубине контактной зоны

Сравнение распределения эквивалентных напряжений по глубине контактной зоны усика, полученного аналитическим и численным счетом, показывает, что наибольшая разница в результатах наблюдается при учете упругопластических свойств материала и составляет 40 %. Однако, если выполнить численный расчет без учета упругопластических свойств материала, разница составит 15 %. Тем не менее напряжения в данной зоне, в силу малости области действия, не способны привести к разрушению целостности конструкции.

Помимо анализа НДС уплотнительного металлического кольца, было проведено, исследование влияния геометрии контактной зоны уплотнительного кольца на параметры, харак-

теризующие уплотняющие свойства – контактное давление и ширину контактной площадки. Варьируемым геометрическим параметром был радиус скругления контактной поверхности уплотнения согласно рис. 12.

В первом случае рассмотрен штатный вариант радиуса скругления r_1 , во втором случае радиус был увеличен в два раза, соответственно $r_2=2r_1$. В третьем варианте радиус скругления был увеличен в пять раз по сравнению со штатным вариантом, соответственно $r_3=5r_1$. Работа уплотнения была проанализирована в три этапа. На первом этапе рассматривался монтаж уплотнения, при котором усиками уплотнительного кольца при посадке был преодолен радиальный натяг 0,02 мм. На втором и третьем

этапах было приложено скважинное давление 69 МПа и 103,5 МПа соответственно. Изменения максимального контактного давления, а также ширины контактной площадки в зави-

симости от этапа работы уплотнения для трех вариантов радиуса скругления контактной части уплотнения показаны на рис. 13.

Рис. 12. Варьируемый геометрический параметр уплотнительного кольца:
a – вариант со штатным радиусом скругления; *б* – радиус увеличен в два раза; *в* – радиус увеличен в пять раз

Рис. 13. Зависимость характеристик герметичности уплотнения от этапа работы:
а – изменение максимального контактного давления; *б* – изменение ширины контактной площадки

Как видно из зависимостей, приведенных на рис. 13, увеличение штатного радиуса скругления усика уплотнения в два раза приводит

к увеличению ширины контактной площадки в три раза, и, как следствие к снижению максимального контактного давления на 24 %. Увели-

чение радиуса скругления в пять раз увеличивает ширину контактной площадки в шесть раз, контактное давление при этом падает с 1100 МПа до 736 МПа. Полученный характер изменения ширины контактной площадки, контактного давления в зависимости от радиуса скругления типичен для трех этапов работы уплотнения. Следует отметить, что на втором и третьем этапах работы уплотнения, при действии скважинного давления 69 МПа и 103,5 МПа соответственно, для первого и второго варианта скругления, рост максимального контактного давления замедляется, также как рост ширины контактной площадки. Для варианта увеличения радиуса скругления в пять раз контактное давление на третьем этапе и вовсе начинает уменьшаться. Данный эффект объясняется проявлением пластической деформации на первом и втором этапах.

Выводы

1. Проведенное компьютерное моделирование работы металлического уплотнительного кольца показало, что предложенный аналитический метод расчета достаточно хорошо подходит для анализа НДС в зоне контактного взаимодействия кольца с корпусом канатной заглушки и корпусом подвески НКТ, а также для анализа герметичности. Однако применимость данного метода ограничивается степенью влияния пластической деформации. При отсутствии пластической деформации возможно с высокой точностью определить значения контактного давления и ширины контактной площадки. Значения эквивалентных напряжений, вычисленные аналитическим методом выше на 40 % и 26 % выше при монтаже и действии скважинного давления соответственно, чем полученные при численном счете, что объясняется выбранными граничными условиями в ана-

литической расчетной схеме. Тем не менее, рассматриваемый аналитический метод применим для предварительной оценки прочности конструкции на начальных стадиях проектирования данного типа оборудования.

2. Исследование влияния радиуса скругления контактной части усика уплотнительного кольца показало, что увеличение радиуса в 5 раз приводит к падению контактного давления на 33 %, при этом ширина контактной зоны увеличивается в шесть раз. Во всех трех вариантах скругления критерий герметичности, регламентируемый рассматриваемых системой стандартов ISO 13628, выполняется. Однако наиболее предпочтителен штатный вариант исполнения металлического уплотнения, так как из всех вариантов имеет наибольшее значение контактного давления и как следствие меньшую вероятность протечки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Yufang Li, Honglin Zhao, Deguo Wang, Yongbiao Xu. Metal sealing mechanism and experimental study of the subsea wellhead connector// Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering (2020). p.16-17.
2. Carpenter C (2016) Next generation HP/HT subsea wellhead system design challenges and opportunities// In: Society of petroleum engineers, vol 416, p. 73–74.
3. Zhang K, Huang H, Duan ML et al (2017). Theoretical investigation of the compression limits of sealing structures in complex load transferring between subsea connector components// J Nat Gas Sci Eng 44: p. 202–213.
4. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник/ И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., – Москва, 1993. – 640 с.: ил.
5. 2015 ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section VIII Rules for Construction of Pressure Vessels, Division 2 Alternative Rules. – 2015. – 315 p.
6. ISO 13628-7:2005 (Identical) Petroleum and Natural Gas Industries – Design and Operation of Subsea Production Systems – Part 7: Completion/Workover Risers: ANSI/API recommended practice 17G. – Second Edition, 2006. – Washington, D.C. - 242 p.