

УДК 621.887.663::622.324.5

DOI: [10.26102/2310-6018/2025.48.1.017](https://doi.org/10.26102/2310-6018/2025.48.1.017)

Определение оптимальных геометрических параметров металлического уплотнения подвески насосно-компрессорной трубы

Е.К. Тимофеев✉, А.Е. Годенко, И.А. Тарасова

*Волгоградский государственный технический университет, Волгоград,
Российская Федерация*

Резюме. Эксплуатация систем подводной добычи сложных углеводородов сопровождается повышенными рисками возникновения аварийных ситуаций, в частности, возникновения утечек и выбросов в результате потери герметизации между подводной фонтанной арматурой и подвеской насосно-компрессорной трубы. Проявление выбросов и утечек в процессе эксплуатации подводных скважин могут привести к таким необратимым последствиям, как потеря добываемой продукции и нанесение вреда окружающей среде, а также повреждение дорогостоящего оборудования, в результате чего необходим дорогостоящий и технически сложный ремонт. По этой причине в процессе опытно-конструкторских работ по проектированию данного типа оборудования необходимо проводить качественное и эффективное расчетное сопровождение разрабатываемых металлических уплотнений, позволяющее определять их оптимальную геометрию. Авторами разработана математическая модель определения напряженно-деформированного состояния металлического уплотнения подвески насосно-компрессорной трубы с учетом его жесткостных характеристик. Для определения оптимальной геометрии металлического уплотнения использовалась теория качеств, в основе которой общее качество металлического уплотнения оценивалось по его прочности и герметичности. Для герметичности и прочности металлического уплотнения построены частные функции качества, которые объединяются в целевую функцию с помощью функционального среднего Колмагорова-Нагумо. Приведены результаты оптимизации штатных геометрических параметров металлического уплотнения опытного образца подвески насосно-компрессорной трубы по предложенному методу. Информация, содержащаяся в данной публикации, является полезной для специалистов в области инженерии и науки, занимающихся разработкой и исследованием методов обеспечения герметичности подводных соединений с применением металлических уплотнений.

Ключевые слова: система подводной добычи, металлическое уплотнение, напряженно-деформированное состояние, подвеска насосно-компрессорной трубы, подводная фонтанная арматура, контактное давление, теория качеств, оптимизация.

Для цитирования: Тимофеев Е.К., Годенко А.Е., Тарасова И.А. Определение оптимальных геометрических параметров металлического уплотнения подвески насосно-компрессорной трубы. *Моделирование, оптимизация и информационные технологии.* 2025;13(1). URL: <https://moitvvt.ru/ru/journal/pdf?id=1789> DOI: 10.26102/2310-6018/2025.48.1.017

Determination of the optimal geometric parameters of the metal seal of the tubing hanger

Е.К. Timofeev✉, А.Е. Godenko, I.A. Tarasova

Volgograd State Technical University, Volgograd, the Russian Federation

Abstract. Operation of underwater complex hydrocarbon production systems is accompanied by increased risks of emergency situations, in particular, leaks and emissions due to loss of sealing between

the underwater fountain fittings and the tubing hanger. Emissions and leaks during operation of underwater wells can lead to such irreversible consequences as loss of produced products and harm to the environment, as well as damage to expensive equipment, which requires expensive and technically complex repairs. For this reason, in the process of experimental design work on the design of this type of equipment, it is necessary to carry out high-quality and effective calculation support for the developed metal seals, allowing for determining their optimal geometry. The authors have developed a mathematical model for determining the stress-strain state of a metal seal of the tubing hanger, taking into account its rigidity characteristics. To determine the optimal geometry of a metal seal, the theory of qualities was used, based on which the overall quality of a metal seal was assessed by its strength and tightness. For the tightness and strength of a metal seal, particular quality functions were constructed, which are combined into an objective function using the Kolmogorov-Nagumo functional average. The results of optimizing the standard geometric parameters of a metal seal of a prototype of a tubing hanger according to the proposed method are presented. The information contained in this publication is useful to engineering and scientific professionals involved in the development and research of methods for ensuring the tightness of underwater connections using metallic seals.

Keywords: subsea production system, metal seal, stress-strain state, tubing hanger, underwater fountain fittings, contact pressure, quality theory, optimization.

For citation: Timofeev E.K., Godenko A.E., Tarasova I.A. Determination of the optimal geometric parameters of the metal seal of the tubing hanger. *Modeling, Optimization and Information Technology*. 2025;13(1). (In Russ.). URL: <https://moitvivr.ru/ru/journal/pdf?id=1789> DOI: 10.26102/2310-6018/2025.48.1.017

Введение

В настоящее время на российских предприятиях ведется разработка проектно-конструкторской документации и изготовление импортозамещающего оборудования системы подводной добычи (СПД). Технологии, используемые при изготовлении оборудования для подводного освоения морских месторождений, чрезвычайно сложные, что объясняет ограниченный круг производителей. В комплект данного оборудования входят конструктивные элементы, требующие детальной разработки и исследований. Главным критерием при проектировании подвески насосно-компрессорной трубы (подвеска НКТ) является безопасность ее эксплуатации в течение всего срока службы скважины, который может достигать 20 лет. В процессе длительной эксплуатации подвеска НКТ испытывает сложное силовое воздействие, обусловленное высокими значениями скважинного давления и температуры. Очевидными последствиями отказов подвески НКТ является повреждение дорогостоящего оборудования и нанесение вреда окружающей среде, в результате чего необходим дорогой и рискованный ремонт. Для снижения количества отказов на месторождениях и повышения надежности данного типа оборудования возникает необходимость на этапах опытно-конструкторских работ эскизного, технического проектирования и разработки рабочей конструкторской документации проводить качественное и эффективное расчетное сопровождение разрабатываемых изделий, а также в случае неудовлетворения критериям прочности и работоспособности осуществлять дальнейшую оптимизацию.

Уплотнения типа металл-металл обеспечивают основную изоляцию пути добываемого флюида между корпусом подводной фонтанной арматуры (ПФА) и корпусом подвески НКТ. Общий вид конструктивных элементов для герметизации добычного канала показан на Рисунке 1.

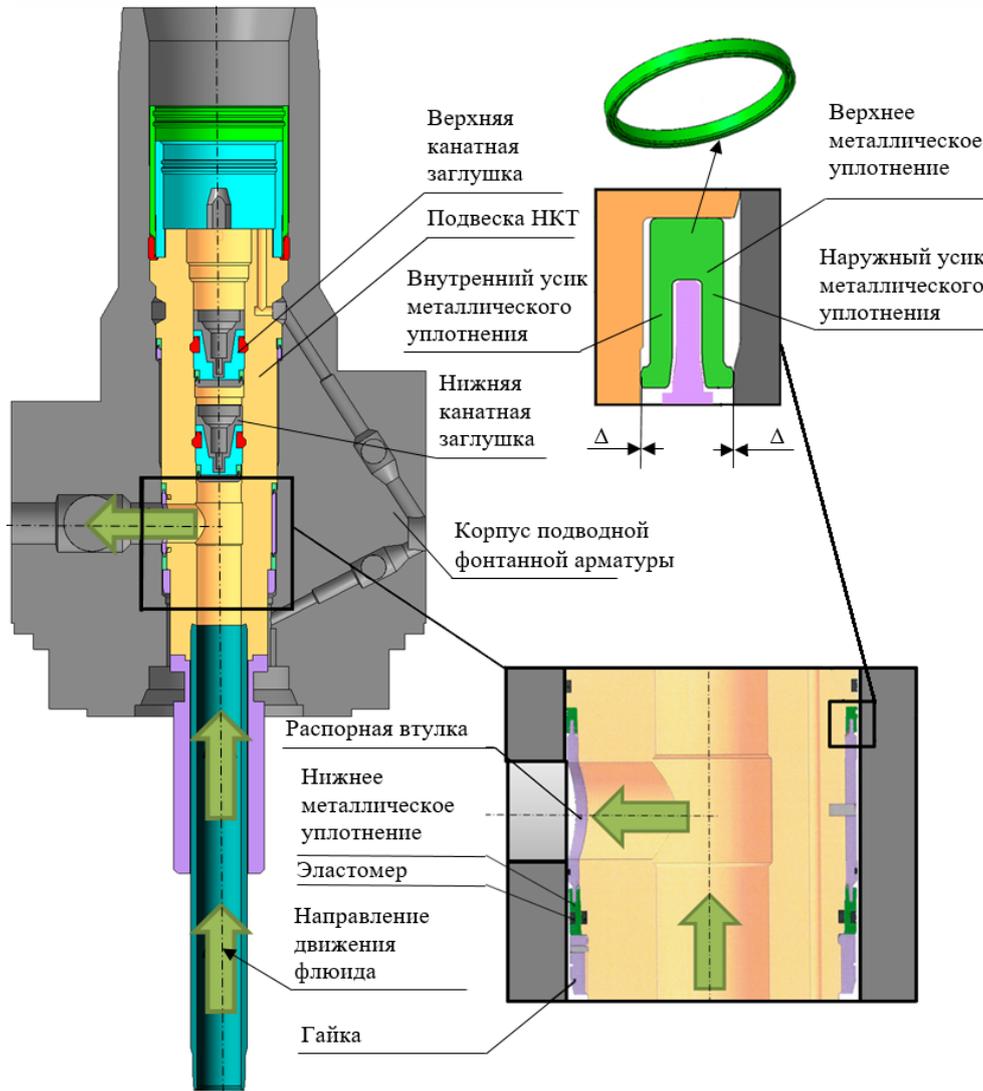


Рисунок 1 – Общий вид подвески НКТ
Figure 1 – General view of a tubing hanger

Герметизация затрубного пространства между подвеской НКТ и ПФА обеспечивается металлическим и эластомерным уплотнениями. Металлическое уплотнение выполняет функцию первичного барьера и подвержено воздействию коррозионно-опасных сред в течение всего срока службы.

Данный тип уплотнения характеризуется самоуплотняющимся конструктивным исполнением, при котором увеличение давления уплотняемой среды способствует улучшению герметизирующей способности. Скважинное давление приводит к дополнительному прижатию внутреннего и наружного усиков металлического уплотнения к уплотняемым поверхностям подвески НКТ и ПФА. Установка кольца в затрубное пространство между подвеской НКТ и ПФА осуществляется с заданным радиальным натягом Δ . Активация металлического уплотнения происходит автоматически по завершении операции спуска и установки подвески НКТ в соответствующее посадочное место в корпусе ПФА с натягом по уплотняемому диаметру данного уплотнения.

В условиях подводной среды, металлические уплотнения должны находиться в упругом диапазоне деформации и иметь достаточную гибкость, чтобы противостоять воздействию внутреннего скважинного давления и внешним монтажным нагрузкам.

В данной работе на основе теории качества предлагается методика подбора оптимальных геометрических параметров металлического уплотнения подвески НКТ, при которых выполняются критерии прочности и герметичности. Данная теория успешно использовалась авторами для оценки качества и оптимизации различных сложных объектов в механике, химической технологии и экономике [1–5].

Общее качество конструкции при разработке металлического уплотнения формируется из определенных целевых показателей – так называемых частных качеств, путем их свертки в соответствии с функциональными средними Колмогорова-Нагумо [6]:

$$M(x_1, x_2, \dots, x_n) = f^{-1} \left(\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n f(x_k) \right). \quad (1)$$

В предлагаемой методике «провал» качества по одному целевому показателю приводит к плохому качеству всей конструкции, даже если все остальные показатели обеспечивают отличное качество. И наоборот, отличное качество по одному параметру не сможет обеспечить хорошее качество всей конструкции.

Материалы и методы

Для вычисления напряженно-деформированного состояния металлического уплотнения, а также вычисления такой характеристики герметичности, как контактное давление, предлагается использовать решение об осесимметричной деформации короткой цилиндрической оболочки и теорию Герца о контактом взаимодействии.

Из моментной теории расчета цилиндрических тонкостенных оболочек известно, что дифференциальное уравнение осесимметричной деформации цилиндрической оболочки по своей структуре аналогично уравнению упругой линии балки. Если из оболочки вырезать полосу единичной ширины, то ее можно рассматривать как брус, нагруженный поперечной нагрузкой.

При вычислении деформации консольно-защемленных балок традиционно учитывают лишь влияние изгибающих моментов, однако поперечные силы в свою очередь тоже вызывают прогибы. Задача учета поперечной силы при определении деформации балок впервые была решена русским профессором И. Г. Бубновым [7]. Таким образом, составляющая прогиба для консольно-защемленной балки, вызванная действием поперечной силы, равна

$$\Delta = \frac{Pl^3}{3EJ} \left[1 + \frac{3}{4} \frac{h^2}{l^2} \right], \quad (2)$$

где P – поперечная сила; h – толщина балки; l – длина балки; E – модуль упругости; J – момент инерции сечения балки.

Расчетные схемы уплотнительного кольца, предложенные авторами статей [8–10], сильно упрощены, имеют жесткое защемление у подножья усика. Таким образом, основное тело уплотнения не учитывается в деформации усика. Если принимать во внимание только характеристики прочности конструкции, предложенная схема расчета обеспечивает достаточно консервативные результаты и подходит для оценки несущей способности усика с запасом. Однако, с точки зрения герметичности, полученные значения контактного напряжения и ширины контактной площадки оказываются завышенными, что затрудняет адекватную оценку уплотняющих свойств конструкции.

Для расчета прочности и герметичности предложена расчетная схема, которая позволяет учитывать всю жесткость кольца согласно Рисунку 2.

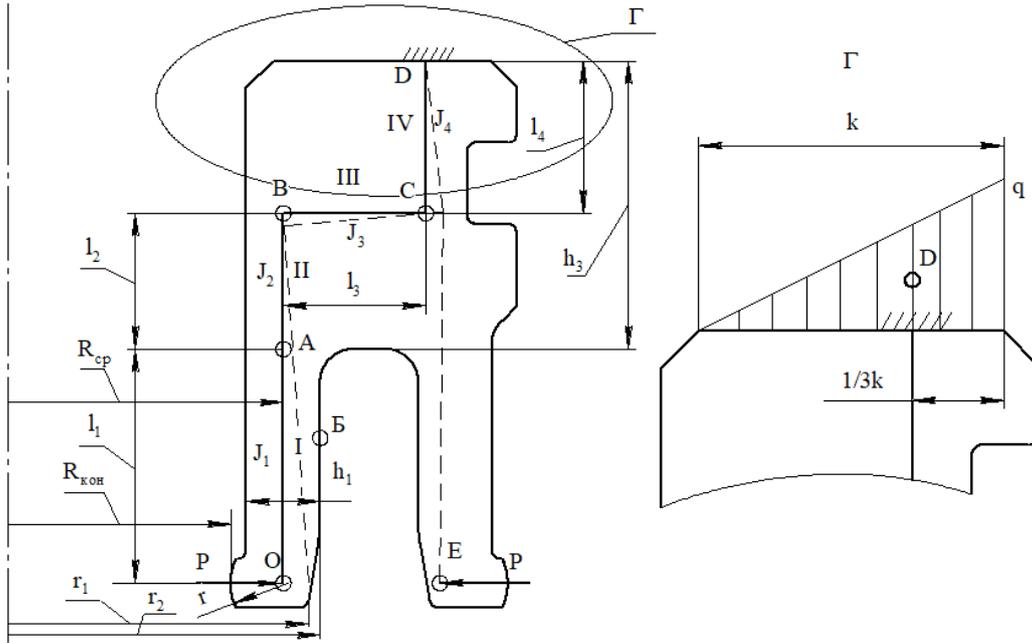


Рисунок 2 – Расчетная схема металлического уплотнения
Figure 2 – Calculation scheme of metal seal

По окончании монтажных работ уплотнительное кольцо упирается своей торцевой поверхностью в корпус подвески НКТ. На верхнем торце кольца контактное давление распределяется по закону треугольника, в расчетной схеме данный контакт заменяется жесткой заделкой, координаты которой соответствуют координате центра тяжести треугольника. Уплотнительные кольца условно разбиты на четыре участка, каждый из которых имеет свою жесткость. В сущности, задача сводится к рассмотрению консольно-защемленной балки переменного сечения и, исходя из уравнения упругой линии (2), усилие P , возникающее при монтаже, вычисляется следующим образом:

$$P = \frac{3EJ_1(\Delta_{\text{вн}} - \Delta_A^{\text{II}} - \Delta_B^{\text{III}} - \Delta_C^{\text{IV}})}{l_1^3 \left[1 + \frac{3h_1^2}{4l_1^2} \right]}, \quad (3)$$

где $\Delta_{\text{вн}}$ – радиальный натяг внутреннего усика; J_1 – момент инерции на участке I; h_1 – толщина внутреннего усика; l_1 – длина участка I.

При вычислении усилия P слагаемые Δ_A^{II} , Δ_B^{III} и Δ_C^{IV} учитывают горизонтальные перемещения, вызванные изгибающим моментом, поперечной силой, а также углами поворота в точке расчетной схемы A, B и C.

Слагаемые Δ_A^{II} , Δ_B^{III} и Δ_C^{IV} вычисляются следующим образом:

$$\Delta_A^{\text{II}} = P \left[\frac{l_2^3}{3EJ_2} \left(1 + \frac{3h_2^2}{4l_2^2} \right) + \frac{l_1 l_2^2}{EJ_2} + \frac{l_1^2 l_2}{EJ_2} + \right] = Pk_A, \quad (4)$$

$$\Delta_B^{\text{III}} = P \left[\frac{l_3(l_1 + l_2)^2}{EJ_3} \right] = Pk_B, \quad (5)$$

$$\Delta_C^{\text{IV}} = P \left[\frac{l_4^3}{3EJ_4} \left(1 + \frac{3h_4^2}{4l_4^2} \right) + \frac{l_4^2(l_1 + l_2)}{EJ_4} + \frac{l_4(l_1 + l_2)^2}{EJ_4} \right] = Pk_C. \quad (6)$$

Подставляем выражения (4), (5) и (6) в уравнение (3) и решаем его в общем виде относительно усилия P :

$$P = \frac{3EJ_1 \Delta_{\text{вн}}}{l_1^3 \left[1 + \frac{3h_1^2}{4l_1^2} \right] + 3EJ_1(k_A + k_B + k_C)}. \quad (7)$$

Для оценки герметичности необходимо определить такой параметр, как максимальное контактное давление q_{\max} . Для расчета этого параметра достаточно хорошо подходит теория Герца о контактом взаимодействии цилиндра с плоскостью. Максимальное контактное давление в уплотняемой зоне:

$$q_{\max} = 0,798 \sqrt{\frac{P}{2r \left(\frac{1-\mu^2}{E} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}}, \quad (8)$$

где r – радиус контактной зоны уплотнения; E – модуль упругости материала уплотнения; μ – коэффициент Пуассона материала уплотнения; E_2 – модуль упругости материала корпуса подвески НКТ; μ_2 – коэффициент Пуассона материала корпуса подвески НКТ.

Максимальные сжимающие напряжения обусловлены действием монтажной силы P и воздействием давления среды $p_{\text{ср}}$, вычисляются согласно расчетной схеме в критической точке Б:

$$\sigma = \sigma_{\text{изг}}^I + \sigma_{\text{изг}}^{\text{II}} + \sigma_{\text{сж}}, \quad (9)$$

где $\sigma_{\text{изг}}^I = -18 \cdot P \cdot l_1 \cdot (8h_1^2)^{-1}$ – изгибающие напряжения, вызванные монтажной нагрузкой P ; $\sigma_{\text{изг}}^{\text{II}} = -2304 \cdot \pi \cdot p_{\text{ср}} (R_{\text{ср}} + 0,5h_1) \cdot l_1^2 \cdot W_1^{-1}$ – изгибающие напряжения, вызванные воздействием давления среды $p_{\text{ср}}$; $\sigma_{\text{сж}} = -0,25 \cdot p_{\text{ср}} (4r_2^2 - 4R_{\text{кон}}^2) \cdot (r_2^2 - r_1^2)^{-1}$ – напряжения сжатия, вызванные воздействием давления среды $p_{\text{ср}}$.

На основе предложенной выше математической модели металлического уплотнения были составлены две функции частных качеств. Первая функция частного качества $q_1(p_1)$ описывает такой целевой показатель, как герметичность:

$$q_1(p_1) = \begin{cases} 2p_1 - 3 & \text{если } 1,5 \leq p_1 \leq 2, \\ -0,25 \cdot p_1 + 1,5 & \text{если } 2 < p_1 \leq 6. \end{cases}$$

В данном случае частное свойство p_1 является отношением максимального контактного давления в уплотняемой зоне q_{\max} к давлению уплотняемой среды $p_{\text{ср}}$ и зависит от таких геометрических параметров, как длина l_1 и толщина h_1 усика уплотнения, а также радиуса контактной части r_1 . Следует отметить, что согласно рекомендации ISO 13628¹ для обеспечения герметичности в процессе монтажа уплотнения необходимо, чтобы максимальное контактное давление q_{\max} в случае с газовой средой было в два раза выше давления уплотняемой среды $p_{\text{ср}}$. В этом случае частное качество q_1 становится равным единице, что говорит об отличном качестве герметичности металлического уплотнения. Если же максимальное контактное давление q_{\max} будет меньше двукратного значения давления газовой среды $p_{\text{ср}}$ и частное свойство p_1 будет находиться в диапазоне от 1,5 до 2, возникает вероятность микроутечек, и частное качество q_1 будет достаточно резко уменьшаться вплоть до неприемлемого значения. Увеличение же максимального контактного давления q_{\max} больше, чем в два раза давления среды, увеличивает вероятность образования при монтаже уплотнения задиров, что тоже приводит к падению частного качества q_1 , но более плавному, при этом частное свойство p_1 будет находиться в диапазоне от 2 до 6.

Вторая функция частного качества $q_2(p_2)$ описывает такой целевой показатель, как прочность металлического уплотнения:

¹ Международный стандарт ISO 13628-7:2005(R). Нефтяная и газовая промышленность. Проектирование и эксплуатация систем подводной добычи. Часть 7. Системы райзера для заканчивания/ремонта скважин.

$$q_2(p_2) = \begin{cases} p_2 & \text{если } 0 \leq p_2 \leq 0,6, \\ -5 \cdot p_2 + 4 & \text{если } 0,6 < p_2 \leq 0,8. \end{cases} \quad (11)$$

Частное свойство p_2 является отношением расчетных напряжений в критической точке конструкции σ к пределу текучести материала уплотнения σ_T . Данное свойство зависит от длины l_1 и толщины h_1 усика уплотнения. Частное качество q_2 демонстрирует оценку «отлично» в случае, если свойство p_2 находится в диапазоне от 0 до 0,6, в данном случае это говорит о том, что расчетные напряжения σ не превышают допустимые значения, вычисленные по рекомендациям ISO 13628, и критерий прочности выполнен. После превышения частным свойством p_2 значения 0,6 расчетные напряжения начинают превышать допускаемые значения, и частное качество q_2 резко падает до неприемлемого значения.

Суммарная оценка качества металлического уплотнения определяется сверткой двух интегральных частных качеств показателей металлического уплотнения:

$$Q = -\ln\left(\frac{e^{-q_1(p_1)} + e^{-q_2(p_2)}}{2}\right). \quad (12)$$

Функция общего качества Q является целевой функцией для решения задачи оптимизации, которая осуществляется путем нахождения экстремума функции Q при помощи программного обеспечения «Mathcad» в заданных интервалах геометрических параметров металлического уплотнения:

$$\begin{aligned} 0,3r &\leq r \leq 3r, \\ 0,6h_1 &\leq h_1 \leq 1,33h_1, \\ 0,8l_1 &\leq l_1 \leq 1,5l_1. \end{aligned}$$

Приведенные диапазоны геометрических параметров были выбраны, исходя из технологических особенностей изготовления изделий подвески НКТ и ПФА.

Результаты и обсуждение

Предложенная методика использована при оценке качества и оптимизации изготовленного опытного образца металлического уплотнения со штатными геометрическими параметрами h_1 , l_1 и r . В силу распространения на данное изделие положения о коммерческой тайне, значения штатных геометрических параметров h_1 , l_1 и r приводятся в общем виде с коэффициентами приведения. Оптимизация проведена для трех вариантов радиального натяга $\Delta_{вн}$ металлического уплотнения. Результаты вычислений оптимальных геометрических параметров уплотнения, а также частных качеств и общего качества приведены в Таблице 1.

Таблица 1 – Результаты оптимизации геометрии металлического уплотнения
Table 1 – Results of optimization of metal seal geometry

Параметр	Радиальный натяг $\Delta_{вн}$ уплотнения, мм		
	0,01	0,02	0,04
Максимальное контактное давление q_{max} , МПа	219	318	458
Минимально допустимое контактное давление $[q]$, МПа	138		
Расчетные напряжения в критической точке σ , МПа	253	252	265

Таблица 1 (продолжение)
Table 1 (continued)

Допустимые напряжения $[\sigma]$, МПа	278		
Оптимальная длина усика l_1 , мм	$1,55l_1$	$1,5l_1$	$1,44l_1$
Оптимальная ширина усика h_1 , мм	$1,33h_1$	$1,33h_1$	$1,33h_1$
Оптимальный радиус контактной части усика r , мм	$3r$	$3r$	$3r$
Частное качество q_1	0,7	0,347	0,16
Частное качество q_2	1	1	0,832
Общее качество Q	0,842	0,621	0,218

Как видно из результатов оптимизации, для снижения максимальных контактных напряжений требуется увеличить радиус контактной части r в 3 раза. Для обеспечения большей гибкости уплотнительного кольца требуется увеличить длину усика l_1 в 1,5 раза, также это способствует снижению общей напряженности при монтаже. Увеличение толщины усика h_1 в 1,33 раза не приводит к превышению допустимого напряжения.

Во всех трех вариантах радиального натяга $\Delta_{вн}$ выполняются как условия прочности, так и условия герметичности, однако наихудшее общее качество Q наблюдается в варианте с радиальным натягом $\Delta_{вн} = 0,04$ мм. В данном варианте наблюдаются достаточно высокие значения максимальных контактных напряжений q_{\max} , что повышает напряженность в уплотнении при его монтаже и может привести к образованию задиров. Здесь следует отметить, что приемлемое качество уплотнения с вычисленными оптимальными геометрическими параметрами возможно получить, только если заложенный конструктивно радиальный натяг $\Delta_{вн}$ будет находиться в диапазоне значений от 0,01 мм до 0,02 мм.

Заключение

1. На основе теории качеств разработана методика определения оптимальных геометрических параметров металлического уплотнения подвески НКТ, которые обеспечивают прочность и герметичность конструкции.

2. Использование разработанной методики показало, что:

– увеличение радиуса контактной части r в 3 раза, длины усика l_1 в 1,5 раза и толщины усика h_1 в 1,33 раза по сравнению со штатными размерами существенно повышает гибкость конструкции при монтаже;

– максимальное качество конструкции металлического уплотнения достигается при радиальном натяге $\Delta_{вн}$ в диапазоне от 0,01 мм до 0,02 мм.

3. Разработанная методика может быть использована на начальных этапах проектирования металлического уплотнения с целью его оптимизации.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ / REFERENCES

1. Брызгалин Г.И., Волчков В.М., Годенко А.Е., Познышев С.Д., Тарабрин Ю.Г. Многоцелевая оптимизация проушин в шарнирных узлах. *Ученые записки ЦАГИ*. 1988;19(6):74–81.
2. Брызгалин Г.И. Теория качеств и системные приложения. *Справочник. Инженерный журнал*. 2009;(5):57–63.
Bryzgalin G.I. Theory of qualities and system applications. *Handbook. An Engineering Journal*. 2009;(5):57–63. (In Russ.).
3. Волчков В.М. Математическое моделирование и оптимизация химических проточных реакторов вытеснения. *Вестник машиностроения*. 2001;(4):20–24.

4. Попов Ю.В., Волчков В.М., Асанова Н.В., Латышова С.Е. Некоторые вопросы математического моделирования и оптимизации химико-технологических процессов. В сборнике: *Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-17: Сборник трудов XVII Международной научной конференции, 23–25 мая 2004 года, Кострома, Россия*. Кострома: Костромской государственный технологический университет; 2004. С. 47–50.
5. Годенко А.Е., Мироненко Т.Н. Расчёт оптимального соотношения бюджетных и контрактных иностранных студентов на довузовском этапе обучения. *Вестник Саратовского государственного технического университета*. 2009;3(1):142–145. Godenko A.E., Mironenko T.N. Calculation of optimal correlation of budgetary and contracted foreign students at the pre-college stage of studying. *Vestnik Saratovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2009;3(1):142–145. (In Russ.).
6. Колмогоров А.Н. *Избранные труды. Математика и механика*. Москва: Наука; 1985. 470 с.
7. Беляев Н.М. *Сопротивление материалов*. Москва: Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука»; 1976. 608 с.
8. Wang Y., Luo W., Liu S., Feng H., Li J., Wang J. A model for reliability assessment of sealing performance of the C-shaped metal sealing ring at the outlet of the subsea tubing hanger. *Ocean Engineering*. 2022;243. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.110311>
9. Тимофеев Е.К., Жуков Б.А., Годенко А.Е., Липатов Е.Ю. Численно-аналитическое моделирование напряженно-деформированного состояния металлического кольцевого уплотнения подвески насосно-компрессорной трубы. *Известия Волгоградского государственного технического университета*. 2021;(6):36–45. <https://doi.org/10.35211/1990-5297-2021-6-253-36-45>
Timofeev E.K., Zhukov B.A., Godenko A.E., Lipatov E.Yu. Numerical and analytical modeling of stress-deformed state of the metal ring seal of the tubing hager. *Izvestia Volgograd State Technical University*. 2021;(6):36–45. (In Russ.). <https://doi.org/10.35211/1990-5297-2021-6-253-36-45>
10. Тимофеев Е.К., Жуков Б.А., Годенко А.Е., Липатов Е.Ю. Методика расчета на прочность кольцевого металлического уплотнения подвески насосно-компрессорной трубы при воздействии температурных перепадов. *Известия Волгоградского государственного технического университета*. 2023;(2):44–55. <https://doi.org/10.35211/1990-5297-2023-2-273-44-55>
Timofeev E.K., Zhukov B.A., Godenko A.E., Lipatov E.Yu. Methodology for calculation of the strength of the annular metal seal of the tubing hager under the influence of temperature differences. *Izvestia Volgograd State Technical University*. 2023;(2):44–55. (In Russ.). <https://doi.org/10.35211/1990-5297-2023-2-273-44-55>

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Тимофеев Евгений Константинович, Evgeniy K. Timofeev, postgraduate student, аспирант, Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Российская Федерация. Volgograd State Technical University, Volgograd, the Russian Federation.
e-mail: Felix2006.89@mail.ru

Годенко Алексей Ефимович, Candidate of Engineering Sciences, Docent, Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Российская Федерация. Volgograd State Technical University, Volgograd, the Russian Federation.
e-mail: forstud@vstu.ru

Тарасова Ирина Александровна, кандидат педагогических наук, доцент, Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Российская Федерация.
e-mail: dvr@vstu.ru

Irina A. Tarasova, Candidate of Engineering Sciences, Docent, Volgograd State Technical University, Volgograd, the Russian Federation.

Статья поступила в редакцию 16.01.2025; одобрена после рецензирования 29.01.2025; принята к публикации 06.02.2025.

The article was submitted 16.01.2025; approved after reviewing 29.01.2025; accepted for publication 06.02.2025.