

## СИЛОВОЙ АНАЛИЗ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТОРЦОВО-САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

М. С. Фокина<sup>1</sup>, Г. В. Божко<sup>2</sup>

Кафедры: «Инженерная экология и альтернативная энергетика» (1);  
fokina\_mariya@mail.ru; «Проектирование технологических машин и комплексов  
в химической промышленности» (2), ФГБОУ ВПО «Московский государственный  
машиностроительный университет (МАМИ)», г. Москва

**Ключевые слова:** камера сальника; набивка; нагрузка; силовая диаграмма; торцово-сальниковое уплотнение; уплотнительный элемент; упругий элемент.

**Аннотация:** Представлена новая конструкция торцово-сальникового уплотнения. Дан силовой анализ его работы, на основе которого определены силовые и геометрические параметры данного уплотнения. На основе проведенных аналитических и экспериментальных исследований разработана и представлена методика расчета торцово-сальникового уплотнения, необходимая для его конструирования и эксплуатации.

Торцово-сальниковое уплотнение содержит основные элементы торцевого и сальникового уплотнения вращающегося вала [1]. Уплотняющие его элементы выполнены в виде колец из материалов, используемых в качестве мягких набивок для сальниковых уплотнений, и размещены последовательно вдоль оси. В данной статье рассматривается силовой анализ работы и методика расчета этого уплотнения.

**Силовой анализ торцово-сальникового уплотнения с двумя уплотнительными кольцами.**

Для упрощения конструкции уплотнения, его сборки, а также расчета наиболее приемлемым является вариант конструктивной схемы с использованием двух уплотняющих колец *a* и *z* [2], представленный на рис. 1.

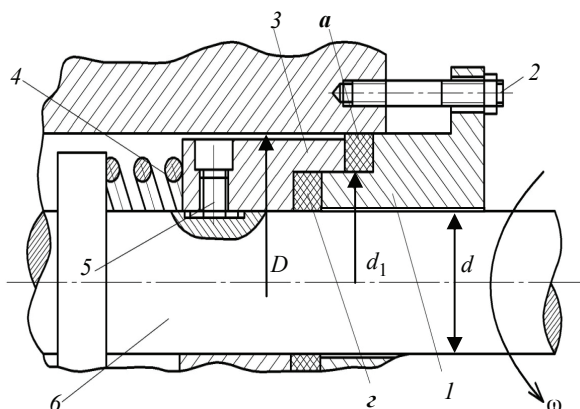


Рис. 1. Конструктивная схема торцово-сальникового уплотнения с двумя уплотнительными кольцами

Уплотнение состоит из фланца 1 с крепежными шпильками 2, подвижного кольца 3, упругого элемента (пружины) 4, уплотнительных элементов *a* и *z*, шпонки 5 для фиксации на валу подвижного кольца 3. Уплотняемый вал 6, вращается с определенной угловой скоростью  $\omega$ . Вместе с уплотняемым валом с той же скоростью вращается и кольцо 3.

В представленной конструкции уплотнительный элемент *z* вращается со скоростью вращения вала  $\omega$ , уплотнительный элемент *a* неподвижен. Сила затяжки натяжных шпилек  $Q_3$ , усилие  $Q_{пр}$  упругого элемента 4 и осевая сила  $Q_d$  давления рабочей среды одинаково воспринимаются элементами *z* и *a* в рабочих условиях.

При сборке соединения натяжными шпильками создается сила нагружения  $Q_3$ , МН, которая сжимает набивку *a* и *z* (см. рис. 1) и преодолевает силы трения в сопряжении набивки *a* со стенкой камеры сальника набивки *z* с поверхностью уплотняемого вала, то есть преодолевает суммарную силу трения  $T_i$ , МН, а также сжимает пружину на определенную величину, создавая нагрузку пружины  $Q_{пр}$ , МН. Силами трения о поверхности замыкающих набивку колец пренебрегаем, так как набивка перемещается вместе с кольцами.

$$Q_3 = \sum T_i + Q_{пр}, \quad (1)$$

где индекс *i* обозначает определенный уплотнительный элемент *a* или *z*.

Усилие, действующее на уплотнительные элементы *a* и *z* при затяжке соединения, равно  $Q_3 = Q_a + Q_z$ , усилие сжатия пружины из выражения (1)

$$Q_{пр} = Q_3 - (T_a + T_z),$$

где

$$(T_a + T_z) = 0,5Q_3kf + 0,5Q_3kf = Q_3k. \quad (2)$$

В выражении (2): *k* – среднее значение коэффициентов бокового давления набивки по внешнему и внутреннему контурам; *f* – коэффициент трения в сопряжении «набивка – замыкающие ее поверхности деталей 1 и 3». Принимаем однозначность значений произведения коэффициентов *kf* для элементов *a* и *z*.

С учетом выражения (2) значение усилия сжатия пружины определим по выражению

$$Q_{пр} = Q_3 - kf = Q_3(1 - kf). \quad (3)$$

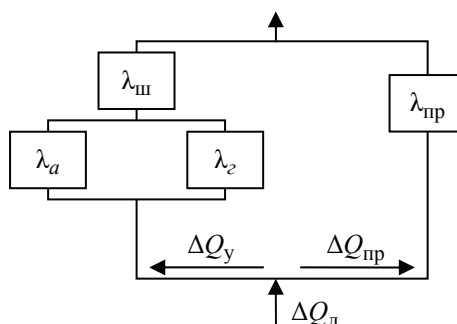
В рабочих условиях давление уплотняемой среды создает осевую силу самоуплотнения  $Q_d$ , МН, которая действует на пружину, уплотнительные элементы *a* и *z* и шпильки. Распределение силы  $Q_d$  между пружиной и шпильками зависит от отношения коэффициентов осевой податливости (податливостей)  $\lambda_y$ ,  $\lambda_{ш}$ ,  $\lambda_{пр}$  уплотнителей, шпилек и пружины соответственно.

Для оценки распределения нагрузок используем электрическую схему-аналог (рис. 2) [3], согласно которой сила самоуплотнения расходуется на изменение нагрузки на уплотнители  $\Delta Q_y$ , шпильки и на пружину  $\Delta Q_{пр}$ :

$$Q_d = \Delta Q_y + \Delta Q_{пр}; \quad (4)$$

$$\Delta Q_y (\lambda_y + \lambda_{ш}) = \Delta Q_{пр} \lambda_{пр}, \quad (5)$$

где  $Q_y$  и  $Q_{пр}$  – усилия на уплотнительные элементы *a* и *z* шпильки и на пружину соответственно в рабочих условиях, МН.



**Рис. 2. Схема-аналог нагрузки уплотнительных элементов, шпилек и пружины торцово-сальникового уплотнения с двумя уплотнительными кольцами**

Из выражений (4) и (5) получим долю нагрузки от давления среды на уплотнители и шпильки

$$\Delta Q_y = Q_d \frac{\lambda_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{пр}} + \lambda_{\text{ш}} + \lambda_y} \quad (6)$$

и долю нагрузки от давления среды на пружину

$$\Delta Q_{\text{пр}} = Q_d \frac{\lambda_{\text{ш}} + \lambda_y}{\lambda_{\text{пр}} + \lambda_{\text{ш}} + \lambda_y}, \quad (7)$$

где  $\lambda_y$  – приведенный коэффициент осевой податливости двух параллельно работающих уплотнителей  $a$  и  $z$ , м/Н, который определяется по выражению

$$\lambda_y = \frac{\lambda_a \lambda_z}{\lambda_a + \lambda_z}. \quad (8)$$

где  $\lambda_a, \lambda_z$  – коэффициенты осевой податливости уплотнительных колец  $a$  и  $z$  соответственно, м/Н.

Второй множитель правой части выражения (7) есть коэффициент жесткости рассматриваемого соединения  $\alpha$  [3]. С учетом выражения (8)

$$\alpha = \frac{\lambda_{\text{ш}} + \frac{\lambda_a \lambda_z}{\lambda_a + \lambda_z}}{\lambda_{\text{ш}} + \lambda_{\text{пр}} + \frac{\lambda_a \lambda_z}{\lambda_a + \lambda_z}}. \quad (9)$$

Второй множитель правой части выражения (6) равен  $(1 - \alpha)$  [3]. С учетом выражения (8)

$$1 - \alpha = \frac{\lambda_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{пр}} + \lambda_{\text{ш}} + \frac{\lambda_a \lambda_z}{\lambda_a + \lambda_z}}. \quad (10)$$

Коэффициент осевой податливости уплотнительного элемента

$$\lambda_i = h_i / (\pi d_i B_i E_{\text{сж}i}), \quad (11)$$

где  $B_i$  и  $d_i$  – ширина (по оси, перпендикулярной оси вала) и средний диаметр  $i$ -го уплотнительного элемента соответственно, м;  $E_{\text{сж}i}$  – модуль сжатия его материала, МПа.

$$E_{\text{сж}i} = h_i q_i / \Delta h_i. \quad (12)$$

Коэффициент осевой податливости упругого элемента (пружины)

$$\lambda_{\text{пр}} = 1/J, \quad (13)$$

где  $J$  – жесткость пружины [4].

Коэффициент осевой податливости системы шпилек (с учетом втулок)

$$\lambda_{\text{ш}} = (L + 0,6d_{\text{ш}}) / (mf_{\text{ш}}E) + H_{\text{в}} / (mf_{\text{в}}E), \quad (14)$$

где  $m$  – число шпилек;  $L, d_{\text{ш}}, f_{\text{ш}}$  – свободная длина, диаметр и площадь поперечного сечения шпильки соответственно, м и м<sup>2</sup>;  $f_{\text{в}}, H_{\text{в}}$  – площадь поперечного сечения опорной втулки, м, и ее высота, м<sup>2</sup>, соответственно;  $E$  – модуль упругости материала, Н/м<sup>2</sup>.

Определив коэффициенты осевой податливости элементов  $a$  и  $z$  по выражению (11) и подставив их в уравнения (9) и (10) при условии, что модуль сжатия, зависящий от удельной нагрузки на уплотнитель (выражение 12), принимается одинаковым для двух колец, соответственно получим:

$$\alpha = \frac{\lambda_{\text{ш}} + \frac{h}{2\pi B E_{\text{сж}} d_1}}{\lambda_{\text{ш}} + \lambda_{\text{пр}} + \frac{h}{2\pi B E_{\text{сж}} d_1}}; \quad 1 - \alpha = \frac{\lambda_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{ш}} + \lambda_{\text{пр}} + \frac{h}{2\pi B E_{\text{сж}} d_1}}$$

при условии, что  $D_{ср} + d_{ср} = 2d_1$  (см. рис. 1), где  $h, B$  – толщина и ширина уплотнительного кольца соответственно, м;  $E_{сж}$  – модуль сжатия сальниковой набивки, МПа [5];  $D_{ср}, d_{ср}$  – средние диаметры уплотнительных колец, м.

Используя выражения (12) – (14), получим окончательные уравнения для определения коэффициентов  $\alpha$  и  $(1 - \alpha)$ .

На рисунке 3 представлена силовая диаграмма нагрузок на элементы соединения в рабочих условиях. При сборке соединения шпильки нагружены усилием затяжки  $Q_3$ , уплотнительные элементы и пружина – усилием  $Q_{пр}$ . При повышении давления рабочей среды нагрузка на пружину падает (прямая 1), на шпильки (прямая 2) и уплотнительные элементы (прямая 3) – растет. Считаем, что при полной разгрузке пружины, в результате наличия реверса сил трения (предварительного смещения сжатых уплотнительных элементов), силы трения в зоне контакта уплотнителей равны нулю.

Поэтому, когда пружина полностью разгрузится, вся сила давления среды будет восприниматься шпильками и уплотнительными элементами одинаково и линии, обозначающие их нагружение, сольются в одну (прямая 4) с соответствующей интенсивностью их нагружения.

Из силовой диаграммы следует, что при силе давления среды  $Q_d \leq Q_{d1}$ , нагрузки на уплотнительные элементы  $Q_y$  и пружину  $Q_{пр}$  и шпильки  $Q_{ш}$  в рабочих условиях определяются по выражениям (15) и (16) соответственно:

$$Q_y = Q_{пр} + (1 - \alpha)Q_d; \quad (15)$$

$$Q_{пр.д} = Q_{пр} - \alpha Q_d, \quad (16)$$

где  $\alpha = \text{tg } \gamma_{пр}$  и определяется по выражению (9);  $(1 - \alpha) = \text{tg } \gamma_y$  и определяется по выражению (10);  $Q_{пр.д}$  – нагрузка на пружину под давлением.

Сначала необходимо определить усилие на уплотнителях в рабочих условиях  $Q_y$ . Подставив в выражение (15) уравнение (3), с учетом силы давления среды –  $Q_d = pF$ , где  $F$  – площадь сечения уплотнительных колец, м<sup>2</sup>, на которую действует давление среды  $p$ , МПа, получим

$$Q_y = Q_3(1 - kf) + (1 - \alpha)pF. \quad (17)$$

Для определения уравнения линии нагружения шпилек 2 необходимо найти тангенс угла ее наклона. Из силовой диаграммы на рис. 3 следует, что

$$\text{tg } \gamma = (Q_{d1} - Q_3) / Q_{d1}.$$

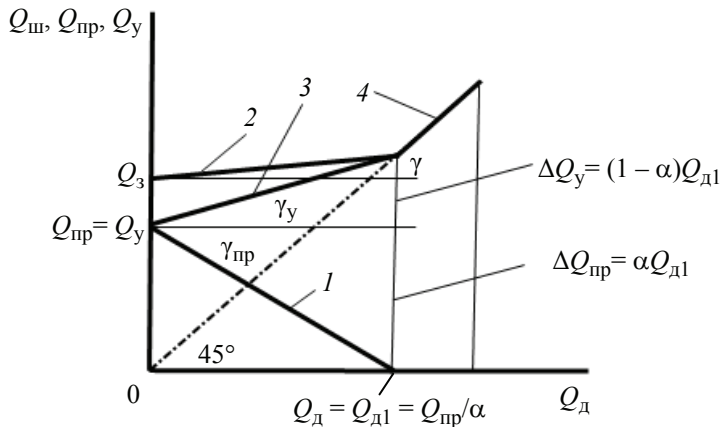


Рис. 3. Силовая диаграмма нагрузок элементов соединения в рабочих условиях:

$$1 - Q_{пр.д} = f(Q_d); 2 - Q_{ш} = f(Q_d); 3 - Q_y = f(Q_d); 4 - Q_{ш,y} = f(Q_d)$$

Используя равенство  $Q_{д1} = Q_{пр}/\alpha$  и выражение (3), получим:

$$\operatorname{tg}\gamma = 1 - \alpha/(1 - kf).$$

Нагрузка на шпильки  $Q_{ш}$  в рабочих условиях определяется по выражению

$$Q_{ш} = Q_3 + Q_{д1} [1 - \alpha/(1 - kf)]. \quad (18)$$

При силе давления среды  $Q_{д} = Q_{д1}$ , пружина полностью разгружена и

$$\Delta Q_{пр} = \alpha Q_{д1} = Q_{пр}.$$

Следовательно, пружина полностью разгрузится при силе давления среды

$$Q_{д} = Q_{д1} = Q_{пр}/\alpha. \quad (19)$$

Подставив выражения (3) и (19) в уравнение (15), получим значение нагрузки на уплотнительные элементы и шпильки при условии  $Q_{д} = Q_{д1}$ .

$$Q_y = Q_{ш} = Q_{д1} = Q_3(1 - kf)/\alpha. \quad (20)$$

При силе давления среды  $Q_{д} \geq Q_{д1}$  нагрузка на пружину равна  $Q_{пр} = 0$ , а податливость пружины  $\lambda_{пр} = \infty$ . Следовательно, коэффициент жесткости в уравнении (9) будет равен 0 и выражение (15) примет вид

$$Q_y = Q_{ш} = Q_{д}.$$

При  $Q_{д} = pF$  суммарная осевая нагрузка на уплотнительные элементы и шпильки, Н,

$$Q_y = Q_{ш} = pF = 0,785p(D^2 - d^2). \quad (21)$$

Данная нагрузка воспринимается уплотнителями **a** и **г** под давлением рабочей среды, то есть  $Q_a = Q_g = 0,5Q_y$ .

Осевая удельная нагрузка на уплотнитель **г**, МПа,

$$q_g = 0,5Q_y / \left[ 0,785(d_1^2 - d^2) \right]. \quad (22)$$

Радиальная удельная нагрузка на уплотнитель **г** по внутреннему и внешнему диаметрам, МПа,

$$q_r = 0,5Q_y k / [h_1 \pi(d_1 + d)], \quad (23)$$

где  $h_1$  – высота уплотнительного кольца **г** (по оси вала), м.

Осевая удельная нагрузка на уплотнитель **a**, МПа,

$$q_a = 0,5Q_y / \left[ 0,785(D^2 - d_1^2) \right]. \quad (24)$$

Радиальная удельная нагрузка на уплотнитель **a** по внутреннему и внешнему диаметрам, МПа,

$$q_{pa} = 0,5Q_y k / [h_a \pi(D + d_1)], \quad (25)$$

где  $h_a$  – высота уплотнительного кольца **a** (вдоль оси вала), м.

Таким образом, выражения (4) – (25) позволяют определить нагрузки на уплотнительные элементы с определенными геометрическими размерами с одной парой уплотнительных колец.

При составлении методики расчета используем наиболее вероятный в работе интервал силы давления среды:  $0 \leq Q_{д} \leq Q_{д1}$  (см. рис. 3).

При разработке и расчете уплотнения обычно известны следующие параметры (см. рис. 1):

– конструктивные размеры – диаметр вала  $d$ , м, диаметр малого кольца уплотнения  $d_1$ , внутренний диаметр корпуса или диаметр большого уплотнительного

**Характеристики сальниковых набивок  
различных типов**

Тип набивки	$kf$	$a$	$b$
НУ 1251	0,010	5,1	0,133
Н 1100	0,020	6,2	0,21
Н 5001	0,042	7,1	0,193
Н 1200	0,047	7,7	0,19
Н 1201	0,062	8,2	0,22

кольца  $D$ , м, высота и ширина уплотнительных колец  $h$  и  $B$ , м, конструктивные размеры нажимного фланца и других элементов соединения, их коэффициенты осевой податливости  $\lambda$ . Конструктивные размеры других деталей, входящих в соединение, например, пружины.

– материалы уплотнительных элементов и соответственно модуль сжатия  $E_{сж}$ , коэффициент бокового давления уплотнительных колец  $k$  и комплекс  $kf$ , данные по коэффициенту проницаемости  $K$  и утечке  $U$  при определенных условиях. Эти данные у каждого материала свои, поэтому необходимо иметь результаты исследований указанных показателей для применяемых прокладочных материалов. Материалы других деталей соединения и их механические свойства, например, деталей – корпуса, вала, кольца, пружины и т.д., определяются по справочной литературе.

– рабочие условия – температура  $t$ , °С, давление  $p$ , МПа, при которых должно работать уплотнение.

Для набивок из терморасширенного графита с различными наполнителями коэффициент проницаемости  $K$ , м<sup>2</sup>, определяется по выражению [6]

$$K = \exp[-(a + bq_0)]. \quad (26)$$

где  $q_0$  – удельная нагрузка на набивку, МПа. Значения  $a$  и  $b$  для каждого вида исследованной набивки представлены в таблице, где также даны произведения значений коэффициента бокового давления и коэффициента трения  $kf$ .

При проведении аналитических и экспериментальных исследований получено выражение для определения утечки среды  $U$ , м<sup>3</sup>/с, для тех же материалов

$$U = 3,1KpF/(h\mu_v), \quad (27)$$

где  $h$  – длина (высота) сальниковой набивки, м;  $\mu_v$  – коэффициент динамической вязкости уплотняемой среды, Па·с;  $p$  – давление уплотняемой среды, МПа;  $F$  – площадь, на которую действует давление среды, м<sup>2</sup>;  $K$  – опытный коэффициент проницаемости, м<sup>2</sup>.

**Методика расчета торцово-сальникового уплотнения с двумя уплотнительными кольцами.**

1. Определение удельной нагрузки на уплотнители для нормальной работы соединения при заданной утечке.

Зная давление уплотняемой среды, следует задаться определенной утечкой  $U$  из уплотнения, необходимой для работы оборудования. Из выражений (26) и (27)

$$q_0 = \left\{ \ln \left[ \frac{0,32UH\mu_v}{pF} \right] + a \right\} / b.$$

2. Определение осевой силы, действующей на уплотнители вдоль оси,

$$Q_y = q_0 F,$$

где  $F = 0,785\pi(D^2 - d^2)$  – площадь уплотнителей, на которую действует удельная нагрузка  $q_0$ ,  $\text{м}^2$ ; в данном случае  $D$  и  $d$  – диаметры камеры и вала соответственно, м.

3. Определение силы затяжки  $Q_3$  при известном комплексе  $kf$  для конкретного материала уплотнительных колец.

Предварительно находится значение

$$1 - \alpha = \frac{\lambda_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{ш}} + \lambda_{\text{пр}} + \frac{h}{2\pi B E_{\text{сж}} d_1}}.$$

Тогда

$$Q_3 = [Q_y - (1 - \alpha)pF] / (1 - kf).$$

4. Определение усилия на пружину

$$Q_{\text{пр}} = Q_3(1 - kf).$$

По усилию сжатия можно подобрать саму пружину по ГОСТ 14963–69.

5. Определение суммарной силы трения

$$\Sigma T_i = Q_3 - Q_{\text{пр}}.$$

6. Определение усилия, возникающего в крепежных элементах, например в шпильках,

$$Q_{\text{ш}} = Q_3 + Q_{\text{д}} [1 - \alpha / (1 - kf)].$$

7. На этом расчет на герметичность торцово-сальникового уплотнения заканчивается и начинается расчет на прочность, из которого, зная нагрузку на шпильку в рабочих условиях, рассчитывают и выбирают по справочникам:

7.1. Диаметр крепежных элементов.

При условии

$$Q_{\text{ш}} = [\sigma] F_{\text{ш}} m,$$

где  $m$  – количество крепежных элементов;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение для материала крепежных элементов, МПа;  $F_{\text{ш}}$  – площадь сечения крепежного элемента по внутреннему диаметру резьбы,  $\text{м}^2$ ,

$$F_{\text{ш}} = \pi d_{\text{вн}}^2 / 4,$$

определяют внутренний диаметр резьбы, м,

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{4F_{\text{ш}} / \pi}.$$

7.2. Толщина нажимного фланца, м,

$$H_{\text{ф}} = \{3Q_{\text{ш}}(D_{\text{ш}} - D_{\text{в}}) / (\pi D_{\text{в}} \eta [\sigma])\}^{0,5},$$

где  $D_{\text{ш}}$  и  $D_{\text{в}}$  – диаметры окружностей осей шпилек и втулки нажимного фланца, м;  $[\sigma]_{\text{ф}}$  – допускаемое напряжение для материала фланца, МПа;  $\eta$  – коэффициент, учитывающий влияние отверстий на угловую жесткость фланца:

$$\eta = 1 - \left( m d_0^2 \right) / [4D_{\text{ш}}(D_2 - D_{\text{в}})],$$

где  $m$  и  $d_0$  – число и диаметр, м, отверстий под шпильки соответственно;  $D_2$  – наружный диаметр нажимного фланца, м.

8. Мощность, теряемая в уплотнении на трение уплотнительных колец о замыкающие их поверхности деталей, Вт,

$$N = \pi n Q_y f d_1 / 60.$$

С учетом выражения для определения нагрузки на уплотнители

$$Q_y = Q_3(1 - kf) + (1 - \alpha)pF$$

получим

$$N = \pi n f d_1 [Q_3(1 - kf) + (1 - \alpha)pF] / 60.$$

9. Определение необходимого зазора между нажимным фланцем и корпусом камеры сальника и определения длины шпильки определяют величину перемещения уплотнения при затяжке.

9.1. Суммарное среднее напряжение сжатия колец  $a$  и  $z$ , МПа,

$$\sigma_{az} = \frac{Q_y}{\pi B(D_{cp} + d_{cp})},$$

где  $\pi B(D_{cp} + d_{cp})$  – суммарная площадь двух колец  $a$  и  $z$ , на которую действуют осевые силы  $Q_y$  или  $Q_3$ .

$$\sigma_{az} = \frac{Q_3(1 - kf) + 0,785 p(D^2 - d^2)}{\pi B(D_{cp} + d_{cp})}.$$

9.2. Суммарная осевая деформация уплотнительных колец под действием силы затяжки натяжных шпилек, м,

$$\Delta h = h \sigma_{az} / E_{сж},$$

где  $E_{сж}$  – модуль сжатия материала уплотнительных колец (принимается усредненное его значение, учитывая, что парные кольца нагружаются параллельно), МПа.

9.3. Сжатие упругого элемента. С учетом выражения (3)

$$\Delta_{пр} = Q_{пр} / J = Q_3(1 - kf) / J.$$

9.4. Необходимая величина зазора между нажимным фланцем и корпусом камеры сальника, м,

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta h + \Delta_{пр} = Q_3(1 - kf) / J + h \sigma_{az} / E_{сж}.$$

При конструировании необходимо взять запас по перемещению – 5–10 % от  $\Delta_{пр}$ . Данный зазор учитывают и при определении длины шпилек.

Подобный расчет можно провести для конструкции торцово-сальникового уплотнения с любым количеством пар уплотнительных элементов, необходимых для герметизации оборудования при более высоких значениях уплотняемой среды.

При использовании уплотнения с двумя и более последовательно размещенными парами уплотняющих элементов увеличиваются потери мощности на трение, но уменьшается величина утечки и увеличивается величина давления уплотняемой среды. Следовательно, учитывая эти обстоятельства, можно использовать требуемое число пар уплотняющих элементов для заданных условий работы разрабатываемой конструкции.

#### Список литературы

1. Пат. 2104433 Российская Федерация, МПК<sup>6</sup> F16J 15/28. Уплотнение вращающегося вала / Киселев Г. Ф., Рязанов Д. С., Продан В. Д. – № 96108152/06, заявл. 24.04.1996 ; опубл. 10.02.1998, Бюл. № 4. – 4 с.
2. Продан, В. Д. Оценка герметичности торцово-сальникового уплотнения и трения его уплотняющих элементов / В. Д. Продан, Г. В. Божко, М. С. Фокина // Хим. и нефтегазовое машиностроение. – 2013. – № 3. – С. 31 – 34.



3. Продан, В. Д. Техника герметизации разъемных неподвижных соединений / В. Д. Продан. – М. : Машиностроение, 1991. – 160 с.
4. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 3 / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1979. – 557 с.
5. Деформационные характеристики сальниковых набивок из терморасширенного графита / В. В. Авдеев [и др.] // Хим. и нефтегазовое машиностроение. – 2005. – № 9. – С. 28 – 31.
6. Исследование проницаемости сальниковых набивок, выполненных на основе терморасширенного графита (ТРГ) / В. В. Авдеев [и др.] // Хим. и нефтегазовое машиностроение. – 2006. – № 3. – С. 26 – 28.

---

## Power Analysis and Calculation Method for Butt-End Stuffing Box

M. S. Fokina, G. V. Bozhko

*Departments: "Environmental Ecology and Alternative Power Engineering" (1); fokina\_mariya@mail.ru; "Design of Production Machinery and Complexes in Chemical Industry" (2), Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)*

**Keywords:** butt-end stuffed box consolidation; consolidating element; power diagram; resilient element; shaft; stuffing box.

**Abstract:** We describe a new structure of butt-end stuffing box consolidation (insulation). Power analysis of its work is given. On its basis the power and hermeticity data of the given consolidation have been estimated. The conducted analytical and experimental research made it possible for the authors to create the methods of calculation of the butt-end stuffed box consolidation (insulation), which is necessary for its design and operation.

### References

1. Kiselev G.F., Ryazanov D.S., Prodan V.D. *Uplotnenie vrashchayushchegosya vala* (Seal a rotating shaft), Russian Federation, 1998, Pat. 2104433.
2. Prodan V.D., Bozhko G.V., Fokina M.S. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2013, vol. 49, issue 3-4, pp. 181-187.
3. Prodan V.D. *Tekhnika germetizatsii raz'emnykh nepodvizhnykh soedinenii* (Equipment sealing releasable fixed connection), Moscow: Mashinostroenie, 1991, 160 p.
4. Anur'ev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ya* (Guide designer-mechanical engineer), vol. 3 of 3, Moscow: Mashinostroenie, 1979, 557 p.
5. Avdeev V.V., Il'in E.T., Ionov S.G., Bozhko G.V., Gusak O.V., Prodan V.D. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2005, vol. 41, issue 9-10, pp. 485-491.
6. Avdeev V.V., Il'in E.T., Ionov S.G., Bozhko G.V., Gusak O.V., Prodan V.D. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2006, vol. 42, issue 3-4, pp. 155-159.

---

## Kraftanalyse und Methodik der Berechnung der Stimseitenetzverdichtung

**Zusammenfassung:** Es ist die Neukonstruktion der Stimseitenetzverdichtung angeführt. Es ist die Kraftanalyse ihrer Arbeit gegeben, auf deren Grundlage die Kraft- und geometrischen Parameter der gegebenen Verdichtung bestimmt sind. Aufgrund der

durchgeführten analytischen und experimentalen Forschungen ist die Methodik der Berechnung der Stimmseitenetzverdichtung, die für ihrer Konstruierung und der Explotation notwendig ist, ausgearbeitet und angeführt.

---

### **Analyse de force et méthode du calcul de la consolidation de boîte à bourrage et d'extrémité**

**Résumé:** Est présentée une nouvelle construction de la consolidation de boîte à bourrage et d'extrémité. Est donnée une analyse de force de son fonctionnement, à la base de laquelle sont définis les paramètres de cette consolidation. A la base des études expérimentales et analytiques est élaborée et présentée la méthode du calcul de la consolidation de boîte à bourrage et d'extrémité nécessaire pour la construction et pour l'exploitation.

---

**Авторы:** *Фокина Мария Сергеевна* – ведущий инженер кафедры «Инженерная экология и альтернативная энергетика»; *Божко Григорий Вячеславович* – доктор технических наук, профессор кафедры «Проектирование технологических машин и комплексов в химической промышленности», ФГБОУ ВПО «Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)», г. Москва.

**Рецензент:** *Ткачев Алексей Григорьевич* – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Техника и технологии производства нанопродуктов», ФГБОУ ВПО «ТГТУ».

---