

САЛЬНИКОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ ПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В. Д. Продан¹, Г. В. Божко¹, О. В. Богданов¹, П. Н. Бойко²

Кафедры: «Техника и технология полимерных материалов» (1),

«Процессы и аппараты химической технологии» (2),

ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет»,

г. Москва, Россия; hitema@npp-htm.ru

Ключевые слова: гидравлическое сопротивление; набивка; пружина; сальниковый узел; уплотнительный элемент.

Аннотация: Представлены основные типы конструкций сальниковых уплотнений для подвижных соединений их элементов: с мягкой набивкой, цилиндрической и конической формой радиального сечения уплотнительного элемента. Даны расчетные выражения для определения требуемого количества этих элементов и силовых и геометрических параметров сальниковых уплотнений с точки зрения обеспечения их герметичности и теряемой мощности при их использовании. Представлены условия применения данных типов конструкций для разных видов движения – вращательного и возвратно-поступательного. Представленные конструкции сальниковых уплотнений имеют различные значения коэффициентов бокового давления на уплотняемую деталь. Например, для уплотнения с мягкой набивкой значение $K < 1$ и одинаково по всей длине набивки. Для уплотнения с цилиндрическими уплотнительными элементами $K > 1$ и равен β для всех элементов уплотнительного узла. В уплотнительном узле с коническими уплотнительными элементами коэффициент бокового давления $K > 1$, но уменьшается в зависимости от значения угла конуса γ .

Для обеспечения герметичности подвижных соединений используют специальные конструкции уплотнительных узлов (сальниковые уплотнения). Эти уплотнения обеспечивают заданную степень герметичности (принятую величину утечки рабочей среды) при установленном характере движения уплотняемого элемента – вала или штока.

Применяют сальниковые уплотнения как с мягкой набивкой, так и с относительно твердыми уплотнительными разрезными элементами, которые имеют или цилиндрическую форму радиального сечения, или коническую. Уплотнения с мягкой набивкой используют [1] при относительно небольшом давлении уплотняемой среды ($p < 5$ МПа); уплотнения с цилиндрической и конической формой уплотнительного элемента – при более высоких давлениях. Уплотнение с мягкой набивкой используют и для вращательного движения вала, и возвратно-поступательного движения штока. Уплотнения с относительно твердыми уплотняющими элементами применяют для герметизации возвратно-поступательно движущегося штока.

Снижение давления уплотняемой среды в сальнике с мягкой набивкой обеспечивается за счет гидравлического сопротивления пористой набивки во всем ее

объеме; в уплотнениях с относительно твердыми уплотняющими элементами – за счет гидравлического сопротивления кольцевого зазора, образующегося между поверхностями уплотняемого штока и внутреннего контура уплотнительного элемента.

В данной статье представлены основные конструктивные элементы уплотнительных узлов и определение необходимых конструктивных параметров.

Сальниковое уплотнение с мягкой набивкой

На рисунке 1 представлено сальниковое уплотнение с мягкой набивкой, состоящее из уплотняемой детали 1 (вала или штока), мягкой сальниковой набивки 2, нажимного фланца 3, резьбовых элементов 4 [1].

При сборке уплотнения сальниковая набивка 2 сжимается в осевом направлении за счет силы затяжки Q_3 резьбовых элементов 4. При сжатии набивки 2 в зоне ее контакта со стенкой камеры сальника и поверхностью уплотняемой детали 1 возникает сила трения, направленная против перемещения набивки. Данная сила изменяет характер распределения осевой удельной нагрузки, созданной затяжкой резьбовых элементов 4 по длине сальниковой набивки z , который описывается уравнением

$$q_z = q_0 \exp(-2Kfz/b),$$

где q_0 – удельная осевая нагрузка в зоне контакта набивки и торца нажимного фланца, МПа; b , z – ширина и координата высоты (длины) слоя набивки соответственно, м; f – коэффициент трения набивки о замыкающие ее поверхности уплотняемой детали и стенки камеры сальника, K – коэффициент бокового давления набивки, равный отношению радиальной удельной нагрузки к удельной осевой, создающей эту радиальную нагрузку.

Значение K зависит от материала сальниковой набивки. Например, для сальниковой набивки, в основе которой использован терморасширенный графит, в зависимости от материала наполнителя меняется значение коэффициента бокового давления. Так, для набивки типа НГФ-ХБ (армированная хлопчатобумажной нитью) $K = 0,1$, для набивки НГФ-С-ПФ (армированная стеклонитью) $K = 0,92$.

Коэффициент бокового давления K – характеристика деформационной способности набивки, зависящая от ее коэффициента Пуассона μ [1],

$$K = \mu / (1 - \mu).$$

Принято, что уплотнение будет герметичным, если удельная нагрузка на последний слой набивки при z , равной длине набивки L , будет не меньше, чем рабочее давление уплотняемой среды [1]. Это условие используют для определения q_0 или L и расчета на прочность нажимного фланца 3 с резьбовыми элементами 4 под действием усилия затяжки Q_3 :

$$q_0 = p \times \exp(2KfL/b);$$

$$Q_3 = \pi d_{\text{ср}} b q_0,$$

где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр сальниковой набивки.

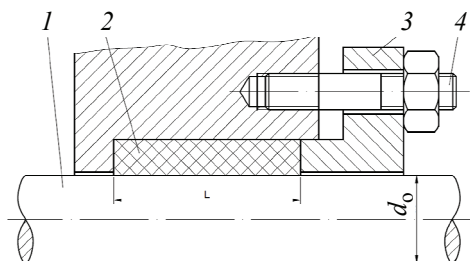


Рис. 1. Сальниковое уплотнение с мягкой набивкой

Мощность, Вт, затрачиваемая в рабочих условиях на трение сальниковой набивки о поверхность вала при его вращении,

$$N_{\text{в}} = 0,017\pi^2 d_0^2 q_{\text{ср}} K f L n,$$

о поверхность штока

$$N_{\text{ш}} = \pi d_0 q_{\text{ср}} K f L V,$$

где n – число оборотов при вращения вала, об./мин; V – средняя скорость движения штока, м/с; $q_{\text{ср}}$ – среднее значение удельной нагрузки на вал в рабочих условиях, н/м²; d_0 – диаметр вала, м.

Сальниковое уплотнение с цилиндрическими разрезными элементами

Сальниковое уплотнение с цилиндрическими разрезными элементами [2] представлено на рис. 2 и состоит из уплотняемого штока 1, камеры сальника 2, цилиндрических, разрезанных на сегменты уплотнительных элементов 3, спиральных пружин 4 нажимного фланца 5 с резьбовыми шпильками 6, корпуса сальникового узла 7. Все сопрягаемые друг с другом поверхности элементов сальникового узла подгоняются (притираются или пришабриваются) друг к другу.

При сборке сальникового узла на шток 1 последовательно надевают камеры сальника 2 с двумя уплотнительными элементами 8, сегменты 3 которых стянуты пружинами 4. Пакет собранных камер сальника сжимают нажимным фланцем 5 затяжкой резьбовых шпилек 6, обеспечивая герметичность сопряжения отдельных камер между собой и сопряжения торцов концевых камер с поверхностями рабочего цилиндра и нажимного фланца. Уплотнительные элементы 8 в камерах сальника 2 установлены свободно с относительно небольшим осевым зазором.

Пружины 4 упрощают сборку уплотнения и прижимают относительно небольшим усилием внутренний контур уплотнительного элемента к поверхности штока, обеспечивая возможность дополнительной нагрузки на уплотняющую поверхность элемента за счет давления уплотняемой среды в камере сальника.

При движении штока в зоне контакта его поверхности и поверхности внутреннего контура уплотнительного элемента возникает сила трения, которая прижимает поверхность одного элемента к торцевой поверхности соседней камеры сальника и сжимает боковые поверхности обоих элементов между собой. Этим обеспечивается определенная степень герметичности в сопряжении боковых поверхностей уплотнительных элементов и камер сальника.

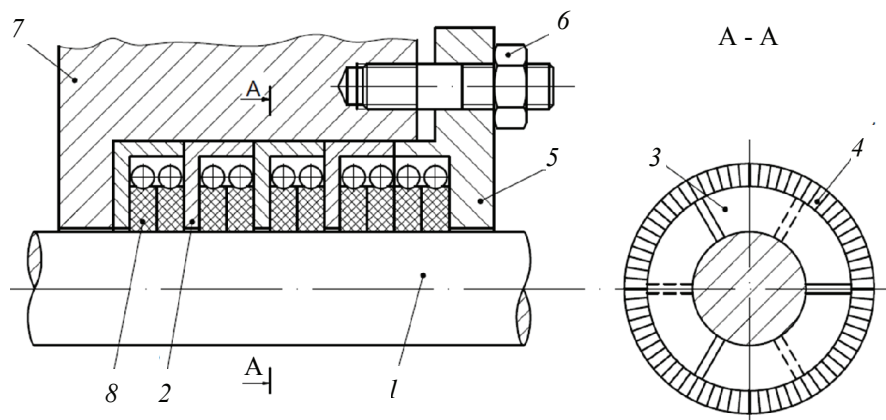


Рис. 2. Сальниковое уплотнение с цилиндрическими разрезными элементами

Для обеспечения движения штока необходим определенный радиальный зазор между поверхностями штока и уплотнительного элемента. Через данный зазор (кольцевую щель) происходит утечка уплотняемой среды, величина которой зависит от значения гидравлического сопротивления щели и давления уплотняемой среды в камере сальника. Снижение давления в камере сальника приводит к снижению величины утечки.

Падение давления в щели, Па [3]

$$\Delta p = \lambda L_1 \rho W^2 / 2d_3, \quad (1)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления щели, зависящий от шероховатости поверхности канала и скорости движения в нем потока (принимая [3] $\lambda = 0,044$); L_1 – ширина уплотнительного элемента; ρ – плотность среды кг/м³; W – скорость потока, м/с; d_3 – эквивалентный диаметр щели, м,

$$d_3 = 4B\pi(d + B) / [2(\pi d + B)], \quad (2)$$

B – радиальная ширина зоны контакта уплотнительного элемента и уплотняемого штока; d – диаметр штока.

Принимаем значение B равным рекомендуемой [4] для поверхностей валов и штоков высоте микронеровностей Ra , то есть $B = Ra = 0,32 \cdot 10^{-6}$ м. Тогда

$$d_3 = 2 \cdot 10^{-6} (d + 0,32 \cdot 10^{-6}) / (3,14d + 0,32 \cdot 10^{-6}) \text{ м.}$$

Учитывая, что B значительно меньше d , получим $d_3 = 0,64 \cdot 10^{-6}$ м.

Значение скорости движения уплотняемой среды здесь относительно небольшое (ползущее течение) из-за гидравлического сопротивления щели и влияния твердой фазы замыкающих ее стенок на вязкость протекающей среды. Принимаем скорость движения газовой среды в щели 2–3 м/с. Тогда выражение (1) примет вид

$$\Delta p = 0,2 \cdot 10^6 L_1 \rho. \quad (3)$$

Зависимость плотности газа от давления и температуры [3]

$$\rho_i = \rho_0 T_0 p_i / T_i p_0, \quad (4)$$

где нижний индекс «0» относится к начальным (известным) значениям плотности, давления и температуры; T_i , p_i и ρ_i – температура, давление и плотность газа в зазоре i -го уплотнительного элемента соответственно.

При изотермическом процессе выражение (3) с использованием выражения (4) можно записать как

$$\Delta p_i = 0,2 \cdot 10^6 L_1 \rho_0 p_i / p_0 \text{ Па.} \quad (5)$$

где p_i – среднее значение давления уплотняемой среды в зоне контакта уплотнительного элемента и штока.

$$p_i = p_{i-1} - 0,5 \Delta p_i, \quad (6)$$

где p_{i-1} – давление уплотняемой среды на выходе из предыдущего уплотнительного элемента или на входе в рассматриваемый i -й элемент.

Используя выражения (5) и (6), получим уравнение для определения потери давления в зоне контакта «уплотнительный элемент – шток».

$$\Delta p_i = 0,2 \cdot 10^6 \rho_0 L_1 p_{i-1} / (p_0 + 0,1 \cdot 10^6 L_1 \rho_0). \quad (7)$$

Выражение (7) получено для одного уплотнительного элемента.

Требуемое число уплотнительных элементов n , обеспечивающих герметичность сальникового уплотнения при рабочем давлении p , можно определить из выражения

$$p = \sum_{i=1}^n \Delta p_i.$$

Используя выражение (5), получим

$$p = 0,2 \cdot 10^6 L_1 \rho_0 p_0^{-1} \sum_{i=1}^n p_i. \quad (8)$$

Из выражений (6) и (7) получим среднее значение давления в зоне контакта i -го уплотнительного элемента и штока

$$p_i = p_{i-1} p_0 / (p_0 + 0,1 \cdot 10^6 L_1 \rho_0). \quad (9)$$

Коэффициент бокового давления K есть отношение удельной радиальной нагрузки уплотнительного элемента на шток к давлению рабочей среды, создающей эту радиальную нагрузку, то есть $K = q_{ri} p_i$. Радиальная нагрузка Q_r по внутреннему контуру может быть определена по выражению

$$\pi d L_1 q_{ri} = \pi D L_1 p_i,$$

из которого следует

$$q_{ri} / p_i = K = D/d = \beta,$$

где D и d – соответственно наружный и внутренний диаметр уплотнительного элемента.

Для рассматриваемого уплотнения $K > 1$ и зависит только от геометрических параметров уплотнительного элемента, то есть от значения его коэффициента толстостенности β .

Для снижения давления рабочей среды в сальниковом узле и обеспечения продольного движения штока перед сальниковым узлом размещают направляющую втулку определенной длины. Снижение давления рабочей среды за счет гидравлического сопротивления кольцевого зазора между уплотняемым штоком и внутренним контуром направляющей втулки не учитывается, так как в процессе эксплуатации зазор увеличивается вследствие износа внутренней поверхности втулки, что приводит к повышению давления уплотняемой среды в сальнике.

Неучет гидравлического сопротивления направляющей втулки идет в запас по герметичности сальникового узла.

Сила предварительного нагружения (затяжки) крепежными шпильками сопряжений камер сальника

$$Q_3 = 0,83 \pi d_b b_b \sigma_T, \quad (10)$$

где d_b и b_b – средний диаметр стенки сальниковой камеры и ее толщина соответственно; σ_T – предел текучести материала камеры.

Используя значение Q_3 из выражения (10), определяют нагрузку Q_Φ в рабочем состоянии на нажимной фланец и крепежные шпильки, необходимую при их расчете на прочность.

$$Q_\Phi = Q_3 + p \pi (D^2 - d^2) / 4.$$

Мощность, теряемая на трение в сальниковом уплотнении в рабочих условиях,

$$N_{ш} = V \pi d L_1 \sum_{i=1}^n p_i K f,$$

где V – средняя скорость движения штока, м/с; f – коэффициент трения в зоне контакта «шток – уплотнительный элемент».

Сальниковое уплотнение типа Кранца с коническими разрезными элементами

Сальниковое уплотнение типа Кранца с коническими разрезными элементами [5] представлено на рис. 3 и состоит из уплотняемого штока 1, нажимного фланца с резьбовыми шпильками (не показаны), корпуса сальникового узла 2, конических уплотнительных элементов 3, камер сальника 4, спиральных пружин 5. В каждой камере сальника 4 размещен один уплотнительный элемент 3, состоящий из трех колец с разрезами – одного Т-образного и двух, вложенных в него, трапецеидальных.

Все сопрягаемые друг с другом поверхности элементов сальникового узла тщательно подгоняются (притираются или пришабриваются) друг к другу.

Наибольшую нагрузку в рабочем состоянии несут первые от уплотняемого цилиндра уплотнительные элементы. В рассматриваемом узле конические поверхности этих элементов выполнены с переменным значением угла конуса γ : от $\gamma = 8...10^\circ$ для первых от цилиндра уплотнительных элементов до $\gamma = 30...40^\circ$ для конечных замыкающих элементов.

Пружины 5 прижимают относительно небольшим усилием сопрягаемые в осевом направлении элементы сальникового узла, обеспечивая возможность дополнительной нагрузки на уплотняющие поверхности сопрягаемых деталей и уплотнительного элемента 3 давлением уплотняемой среды в камере сальника. В рабочем состоянии пружины, как правило, разгружаются.

Принцип работы сальникового уплотнения с коническими уплотнительными элементами такой же, как и уплотнения с цилиндрическими элементами. Поэтому и расчет основных конструктивных параметров, в частности числа требуемых уплотнительных элементов, аналогичен расчету сальникового узла с цилиндрическими элементами.

Значение коэффициента бокового давления для элементов конической формы в рассматриваемой конструкции уплотнительного узла зависит от значения угла конуса γ и может быть определено по выражению

$$K_i = \beta + 2 \operatorname{ctg} \gamma_i.$$

С увеличением угла γ значение K уменьшается и при $\gamma = 90^\circ$ $K = \beta = D/d$. Представляется более целесообразным изменить значения углов конуса γ_i уплотнительных элементов в обратном порядке: от большего значения угла у цилиндра до минимального его значения у последних уплотнительных элементов. При таком порядке размещения будет достигнуто некоторое выравнивание радиальной нагрузки по уплотнительным элементам сальникового узла при снижении ее суммарного значения. В данном случае уменьшится сила трения в зоне контакта уплотнительных элементов и штока, что снизит износ трущихся элементов и уменьшит потери мощности на преодоление трения.

Снижение нагрузки в зоне сопряжения штока с внутренним контуром уплотнительного элемента практически не повлияет на высоту микронеровностей поверхности штока

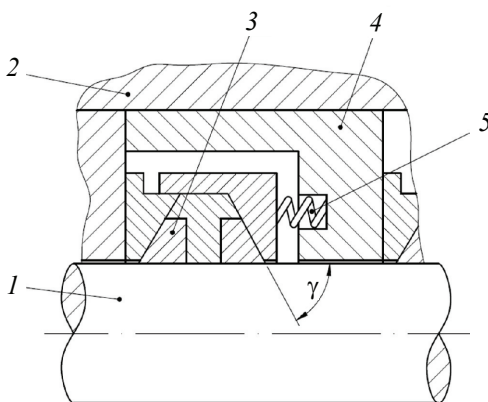


Рис. 3. Сальниковое уплотнение типа Кранца
с коническими разрезными элементами

ка и, следовательно, на значение утечки уплотняемой среды. Как показали исследования [6], деформация микронеровностей стальной поверхности с аналогичной высотой микронеровностей в диапазоне удельной нагрузки 10...50 МПа составляет всего 0,045 мкм.

Мощность, теряемая на трение в сальниковом уплотнении с коническими уплотнительными элементами

$$N_{\text{ш}} = V \pi d L_1 f \sum_{i=1}^n (pK)_i.$$

Определение требуемого количества n уплотнительных элементов

Расчет проводили для газовой среды – азота. Для азота при $p_0 = 10^5$ Па $\rho_0 = 1,25$ кг/м³. Диаметр штока $d = 80$ мм.

Рабочее давление в цилиндре при использовании уплотнительного узла с цилиндрическими уплотнительными элементами $p = 10$ МПа, ширина L_1 уплотнительного элемента 15 мм; для конических элементов $p = 30$ МПа, $L_1 = 35$ мм. Используя выражения (1) – (5) и (9), по выражению (8) путем последовательного суммирования p_i в правой части уравнения до равенства с левой частью определили требуемое количество уплотнительных элементов n для каждого типа уплотнительного узла.

По расчету уплотнительный узел должен содержать или 16 цилиндрических уплотнительных элементов (8 камер), или 7 конических. Данные значения соответствуют количеству элементов, применяемому для этих условий на практике.

В настоящее время предпочтение отдают сальниковому уплотнению с цилиндрическими уплотнительными элементами. Это объясняется меньшей их сложностью по сравнению с уплотнением с коническими уплотнительными элементами.

Таким образом, применяемые конструкции сальниковых уплотнений имеют различные значения коэффициентов бокового давления. Для уплотнения с мягкой набивкой значение $K < 1$ и одинаково по всей длине набивки. В случае использования цилиндрических уплотнительных элементов $K > 1$ и равен β для всех элементов уплотнительного узла. В уплотнительном узле с коническими уплотнительными элементами коэффициент бокового давления $K > 1$, но уменьшается в зависимости от значения угла конуса γ .

Увеличение значений K для конических уплотнительных элементов вызвано стремлением получить дополнительную радиальную нагрузку давлением уплотняемой среды в камерах сальника. Это практически не влияет на герметичность сальникового узла, но повышает интенсивность износа трущихся поверхностей.

Список литературы

1. Домашнев, А. Д. Сальниковые уплотнения арматуры АЭС / А. Д. Домашнев, В. Л. Хмельникер. – М. : Атомиздат, 1980. – 112 с.
2. Кондратьева, Т. Ф. Опозитные компрессоры / Т. Ф. Кондратьева, Е. Б. Добровольский, Ю. А. Видякин. – Л. : Машиностроение, 1968. – 419 с.
3. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – Л. : Химия, 1981. – 560 с.

4. Ануриев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 1. / В. И. Ануриев. – М. : Машиностроение, 1979. – 728 с.
 5. Френкель, М. И. Поршневые компрессоры / М. И. Френкель. – Л. : Машиностроение, 1969. – 744 с.
 6. Продан, В. Д. Измерение сближения контактируемых поверхностей под действием приложенной нагрузки / В. Д. Продан, Н. Б. Базурин, О. В. Румянцев // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. – 1967. – № 12. – С. 72 – 74.
-

Shaft Seals for Movable Joints

V. D. Prodan¹, G. V. Bozhko¹, O. V. Bogdanov¹, P. N. Boyko²

*Department "Equipment and Technology of Polymeric Materials" (1),
Department "Processes and Apparatuses of Chemical Technology" (2),
Moscow Technical University, Moscow, Russia;
hitema@npp-htm.ru*

Keywords: gasket; hydraulic resistance; gland seal; sealing element; spring.

Abstract: The article presents the main types of designs of shaft seals for movable joints of their elements: gland seal, seals with cylindrical and conical shape of radial cross section of the sealing element. We give the design expressions to determine the required number of these elements and to determine the force and the geometric parameters of the shaft seal from the perspective of ensuring their integrity and power loss when using them. The conditions of application of these design types for different types of motion – rotary and reciprocating are described. The presented designs of shaft seal have different values of coefficients of lateral pressure to the sealing part. For example, for the gland seal the value $K < 1$ and it is equal along the entire length of the seal. For seals with cylindrical sealing elements $K > 1$ and it is equal to β for all elements of the seal assembly. For the sealing assembly with conical sealing elements, the coefficient of lateral pressure $K > 1$, but it decreases depending on the values of cone angle γ .

References

1. Domashnev A.D., Khmel'niker V.L. *Sal'nikovye uplotneniya armatury AES* [Seal fittings nuclear power plant], Moscow: Atomizdat, 1980, 112 p. (In Russ.)
2. Kondrat'eva T.F., Dobrovolsky E.B., Vidyakin Yu.A. *Oppozitnye kompressory* [Reciprocating compressors], Leningrad: Mashinostroenie, 1968, 419 p. (In Russ.)
3. Pavlov K.F., Romankov P.G., Noskov A.A. *Primery i zadachi po kursu protsessov i apparatov khimicheskoi tekhnologii* [Examples and problems on the course of processes and apparatuses of chemical technology], Leningrad: Khimiya, 1981, 560 p. (In Russ.)
4. Anur'ev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ya* [Reference designer mechanical engineer], vol. 1 of 3, Moscow: Mashinostroenie, 1979, 728 p. (In Russ.)
5. Frenkel M.I. *Porshnevye kompressory* [Piston compressors], Leningrad: Mashinostroenie, 1969, 744 p. (In Russ.)
6. Prodan V.D., Bazurin N.B., Rumyantsev O.V. [Measurement of the convergence of the contacting surfaces under the action of applied load], *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building], 1967, no. 12, pp. 72-74. (In Russ.)

Stopfbuchsenverdichtungen der beweglichen Verbindungen

Zusammenfassung: Es sind die Haupttypen der Konstruktionen der Stopfbuchsenverdichtungen für die beweglichen Verbindungen ihrer Elemente mit dem weichen Polstern, der zylindrischen und konischen Form des radialen Schnitts des Verdichtungselementes angeführt. Es sind die Rechenformel für die Bestimmung der geforderten Zahl dieser Elemente und der Kraft- und Geometrieparameter der Stopfbuchsenverdichtungen vom Gesichtspunkt der Versorgung ihrer Dichtheit und der verlorenen Macht bei ihrer Nutzung angegeben. Es sind die Bedingungen der Anwendung der gegebenen Typen der Konstruktionen für die verschiedenen Arten der Bewegung – der drehenden und hin- und hergehenden Bewegung dargelegt. Die dargelegten Konstruktionen der Stopfbuchsenverdichtungen haben die verschiedenen Bedeutungen der Koeffizienten des Seitendrucks auf das verdichtete Detail. So ist für die Verdichtung mit dem weichen Polstern die Bedeutung $K < 1$ und nach der ganzen Länge des Polsterns identisch. Für die Verdichtung mit den zylindrischen Verdichtungselementen ist $K > 1$ und ist β für alle Elemente des Verdichtungsknotens eben gleich. Im Verdichtungsknoten mit den konischen Verdichtungselementen ist der Koeffizient des Seitendrucks $K > 1$, aber er verringert sich je nach der Bedeutung des Winkels des Kegels γ .

Garnitures tournantes des accouplements mobiles

Résumé: Sont présentés les principaux types des constructions des garnitures tournantes des accouplements mobiles de leurs éléments: avec un rembourrage doux, la forme cylindrique et conique de la section radiale de l'élément d'étanchéité. Sont données les expressions de calcul pour la définition de la quantité nécessaire de ces éléments ainsi que des paramètres de forces et ceux géométriques des garnitures tournantes du point de vue de l'étanchéité et de la puissance perdue lors de l'utilisation. Sont présentées les conditions de l'application des types donnés pour de différents modes du mouvements. Les constructions présentées des garnitures tournantes ont de différentes valeurs des coefficients de pression latérale sur la pièce étanchée. Ainsi, pour les garnitures avec un rembourrage doux la valeur $K < 1$ et elle est identique sur toute la longueur du noeud d'étanchéité. Pour les garnitures avec des éléments cylindriques d'étanchéité $K > 1$ et il est égal à β pour tous les éléments d'étanchéité du noeud. Dans le noeud avec les éléments coniques d'étanchéité le coefficient de la pression latérale $K > 1$, mais il diminue en fonction de la valeur de l'angle du cône γ .

Авторы: *Продан Василий Дмитриевич* – доктор технических наук, профессор кафедры «Техника и технология полимерных материалов»; *Божко Григорий Вячеславович* – доктор технических наук, профессор кафедры «Техника и технология полимерных материалов»; *Богданов Олег Валерьевич* – аспирант кафедры «Техника и технология полимерных материалов»; *Бойко Павел Николаевич* – аспирант кафедры «Процессы и аппараты химической технологии», ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва, Россия.

Рецензент: *Лагуткин Михаил Георгиевич* – доктор технических наук, профессор кафедры «Аппаратурное оформление и автоматизации технологических производств», ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва, Россия.