

УДК 62-762.642.4

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ САЛЬНИКОВЫХ УСТРОЙСТВ ВАЛОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ НА ОСНОВЕ ИЗУЧЕНИЯ ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМА ГЕРМЕТИЗАЦИИ

С. С. Шевченко, канд. техн. наук
s.shevchenko@united productions
ORCID: 0000-0002-5425-9259

ООО «Юнайтед Продакшенс – Атом»,
40016, Украина, г. Сумы,
ул. Прокофьева, 36

Сальниковое устройство – наиболее распространенный тип уплотнений роторов насосов, поскольку оно является регулируемым и периодически восстанавливаемым в процессе эксплуатации узлом. На основании изучения физических процессов сформирована модель механизма герметизации сальникового устройства как сочетание двух последовательно расположенных гидравлических сопротивлений: предвключенного сопротивления, аналогичного целевому дросселю, и контактного уплотнения, где происходит непосредственная герметизация вала. Зона контакта набивки с валом представляет собой сумму микроучастков, на которых возникают контактные давления. Система лабиринтных каналов, по которым происходит утечка, физически наиболее близка к системе фильтрации жидкости через слой пористого тела. Предложен метод расчета напряженного состояния набивки путём решения задачи гидроупругости. Получены выражения для вычисления зазора и распределения уплотняемого давления по длине радиального сальникового устройства, а также протечки через уплотнение. Учтены радиальные и угловые смещения оси вала относительно оси сальниковой коробки, которые приводят к возникновению дополнительных контактных давлений набивки на вал и областей раскрытия контакта набивки с валом, что ведет к увеличению утечек. Стремление их ограничить побуждает обслуживающий персонал увеличивать осевое обжатие набивки, а это приводит к еще большему увеличению местного контактного давления. Предложены конструкции сальниковых устройств с радиально подвижным, самоцентрирующимся относительно вала пакетом набивки, обеспечивающие выравнивание контактного давления и повышение ресурса сальникового устройства. Получены выражения для вычисления минимальных значений параллельной и угловой несоосностей, при которых сальниковая коробка под действием центрирующих силы и момента начинает отслеживать радиальные и угловые смещения вала. Радиальная подвижность предотвращает появление областей отрыва набивки от вала и образование пятен контакта с увеличенным давлением.

Ключевые слова: сальниковое устройство, механизм герметизации, контактное давление, несоосность, самоцентрировка.

Введение

Надежность и экономичность насосного оборудования в большой мере определяются системами герметизации (уплотнениями) роторов: до 70% отказов происходит из-за выхода из строя уплотнений. Уплотнение вращающегося вала – самый уязвимый узел насоса.

Наиболее распространенным типом уплотнений роторов насосов до сих пор остаются сальниковые устройства. Исследования, проведенные Европейской ассоциацией производителей уплотнений, показали [1], что в странах Западной Европы до 85% насосов укомплектовано сальниковыми устройствами. Широкое распространение радиальных сальниковых устройств обусловлено их относительной простотой и дешевизной. Вместе с тем традиционным конструкциям сальниковых устройств присущи органические недостатки: сравнительно большие утечки уплотняемой жидкости и ограниченный ресурс. С учетом того, что количество эксплуатируемых сальниковых устройств исчисляется миллионами, проблема повышения их надежности, герметичности и экономичности имеет большое значение для ресурсо- и энергосбережения, а также для охраны окружающей среды. Таким образом, задача повышения технического уровня сальниковых устройств сохраняет свою актуальность. Решение этой задачи требует детального анализа гидромеханических процессов, происходящих в уплотнении.

Несмотря на то, что сальниковое устройство является одной из старейших и простых по исполнению конструкций, механизм его герметизирующего действия является весьма сложным и изучается сравнительно недавно. Создание физической модели механизма герметизации является основой разработки радиальных сальниковых устройств, обладающих высоким ресурсом и герметичностью.

© С. С. Шевченко, 2020

Распределение уплотняемого давления и механизм герметизации сальникового устройства

Как указано в работе [2], контактное давление набивки на вал при невысоком уплотняемом давлении характеризует предварительное напряженное состояние набивки. При этом распределение осевых и радиальных напряжений по длине пакета набивки описывается уравнениями

$$\sigma_z = p_1 e^{-a_1 \bar{z}}, \quad \sigma_r = k \sigma_z, \quad (1)$$

где $a_1 = \frac{R}{r_m} kn \left(f_1 + \frac{r}{R} f_2 \right)$, $k = \nu / (1 - \nu)$; ν – коэффициент Пуассона для материала набивки; R , r , r_m – наружный, внутренний и средний радиусы пакета набивки; $n = l/b$ – число уплотнительных колец; l – длина пакета набивки; b – размер стороны квадратного сечения набивки; $f_{1,2}$ – коэффициенты трения набивки по корпусу и по валу.

Для области сравнительно больших уплотняемых давлений требуются лишь минимальные усилия предварительной затяжки, далее герметичность уплотнения обеспечивается поджатием пакета набивки уплотняемым давлением. Крышка выполняет в этом случае роль жесткого осевого упора [2].

Во время работы насоса на внутренние кольца действует уплотняемое давление p_1 . Если $p_1 > p_{z1}$, то набивка отгесняется от вала и от дна сальникового устройства (рис. 1). На некотором участке l_s образуется малый зазор h , в котором протекающая жидкость находится под гидростатическим давлением p_s , переменным по длине.

Приведенные в работе [3] результаты исследований распределения уплотняемого давления по длине пакета набивки (рис. 2) показали, что со стороны уплотняемой жидкости имеется участок, на котором уплотняемое давление в зазоре изменяется незначительно. Набивка на этом участке либо не создает больших контактных давлений, либо полностью отжата от вала. На втором участке, длина которого уменьшается по мере роста уплотняемого давления, происходит основное дросселирование уплотняемого давления. На этом участке создаются максимальные контактные давления набивки на вал, превышающие уплотняемое давление. Характер распределения давления жидкости на этом участке сходен с распределением давления жидкости в сальниковом уплотнении при низком давлении.

Анализ результатов исследований [4, 5, 6] показывает, что механизм герметизации определяется напряженно-деформированным состоянием набивки под действием внешней нагрузки и давления в зазоре.

Из этого логично формируется модель механизма герметизации сальникового уплотнения как сочетание двух последовательно расположенных гидравлических

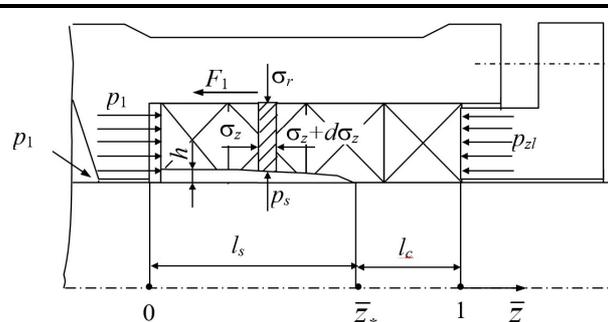


Рис. 1. Схема напряжений в пакете набивки

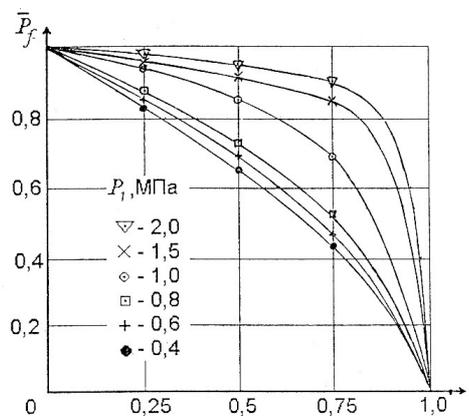


Рис. 2. Распределение уплотняемого давления по длине контакта в стандартной конструкции сальникового устройства

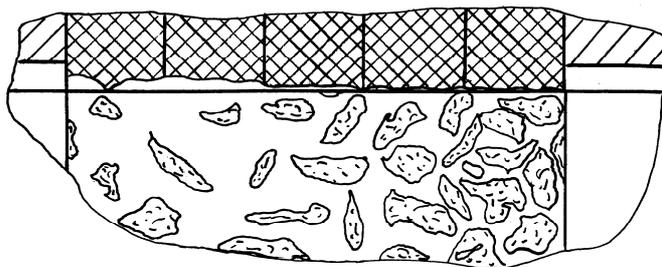


Рис. 3. Физическая модель механизма герметизации

сопротивлений: предвключенного сопротивления, аналогичного щелевому дросселю, и контактного уплотнения, где происходит непосредственная герметизация вала. При этом предвключенный участок, находящийся под действием практически полного уплотняемого давления, создает значительные напряжения в пакете набивки. При деформации последнего возникают контактные напряжения на рабочем участке. Значения этих напряжений определяются уплотняемым давлением, физико-механическими свойствами и размерами набивки. Существенную роль играют формы опорных поверхностей и схема приложения нагрузки, определяемая конструкцией сальникового устройства.

Значения контактных напряжений на рабочем участке могут быть соизмеримыми со значениями или превосходить значения уплотняемого давления перед пакетом набивки. Механизм утечки при этом будет аналогичен механизму утечки через сальниковое устройство при низком давлении. Зона контакта пакета набивки с валом представляет собой сумму микроучастков, на которых возникают контактные давления, разделяющие те микроучастки, которые заполнены уплотняемой жидкостью (рис. 3). Появление в зоне контакта системы лабиринтных каналов, по которым происходит утечка, определяется неплотностями в структуре набивки, биениями вала, местными термогидравлическими эффектами и другими факторами. Сечение этих каналов уменьшается при увеличении контактного давления. Физически наиболее близка к данному механизму дросселирования фильтрация жидкости через слой пористого тела [7, 8].

В модели сальникового уплотнения в качестве фильтрующего слоя выступает контактирующая с валом поверхность набивки. Высота микронеровностей слоя определяется структурой плетения и диаметром волокон плетеной сальниковой набивки.

Расчет напряженного состояния набивки

Основные характеристики сальникового устройства: утечка уплотняемой жидкости, потери мощности на трение и тепловое состояние определяются длиной участка непосредственного контакта набивки с валом и величиной контактного давления [9]. Для их определения нужно решать задачу гидроупругости, т.е. уравнения движения жидкости и уравнения напряженно-деформированного состояния вязкоупругой набивки.

Уравнение осевого равновесия кольцевого элемента набивки имеет форму

$$A\sigma_z - (A + dA)(\sigma_z + d\sigma_z) - F_1 = 0, \quad (2)$$

где $A = \pi[R^2 - (r+h)^2]$, $dA = -2\pi(r+h)dh$, $F_1 = 2\pi Rf_1\sigma_r dz$.

Учитывая, что предварительно опрессованная набивка находится в сжатом состоянии между жесткими валом и корпусом, ее малыми окружными деформациями можно пренебречь. Исключив окружные напряжения, поскольку они равномерно распределены по окружности элементарного кольца, запишем условие равновесия в радиальном направлении

$$2\pi R dz \sigma_r = 2\pi r dz p_s, \quad \sigma_r = p_s r/R.$$

Пренебрегая в уравнении (2) произведением дифференциалов, а также отношением h/r по сравнению с единицей, приведем уравнение равновесия к виду

$$\frac{d\sigma_z}{\sigma_z} = -a_2 d\bar{z}, \quad a_2 = -\frac{r}{r_m} \left(n f_1 \frac{p_s}{\sigma_z} - \frac{1}{b} \frac{dh}{dz} \right). \quad (3)$$

После вычисления зазора и гидростатического давления из уравнения (3) можно найти границы \bar{z}^* участков зазора l_s и контакта l_c , а также радиальных напряжений на участке контакта.

Вычислим зазор и распределение уплотняемого давления в нем. В пределах малых деформаций предварительно опрессованную набивку можно считать линейно упругим материалом. Относительная радиальная деформация такой набивки с модулем упругости E , в которой уже есть радиальные напряжения p_c , находится по формуле

$$\frac{h}{b} = \frac{p_s - p_c}{E}, \quad (4)$$

На границе участков зазора и контакта $p_{s*} = p_{c*}$ и зазор равен нулю.

Контактное давление на границе этих участков $p_{c^*} = p_{c^*}^{(0)} + p_{c^*}^{(1)}$. Используя (3), найдем

$$p_c = kp_1 \left[e^{-a_1 \bar{z}} + \frac{p_{z1}}{p_1} e^{-a_1(1-\bar{z})} \right]. \quad (5)$$

Численные оценки показывают, что на участке контакта l_c величина p_c изменяется не более чем на 10%. Поэтому на участке контакта будем принимать $p_c = p_{c^*} = \text{const}$, а производная от зазора будет

$$\frac{dh}{dz} = b \frac{dp_s}{E}. \quad (6)$$

Для вычисления давления жидкости в зазоре воспользуемся формулой Хагена-Пуазейля для плоского канала длиной dz и условием неразрывности потока

$$q = -\frac{\pi r h^3}{6\mu} \frac{dp_s}{dz} = \text{const}.$$

Таким образом, зазор и давление определяются совместным решением уравнений упругости и гидромеханики, т.е. решением статической задачи гидроупругости.

Подставив в предыдущее уравнение значение зазора (4), получим уравнение

$$qd\bar{z} = -\frac{\pi r b^3}{6\mu E^3} (p_s - p_{c^*})^3 dp_s,$$

решение которого должно удовлетворять условиям $\bar{z} = \bar{z}^*$, $p_s = p_{c^*}$; $\bar{z} = 0$, $p_s = p_1$. Интегрируя предыдущее уравнение по длине зазора, имеем

$$q(\bar{z}^* - \bar{z}) = \frac{B}{E^3} (p_s - p_{c^*})^4, \quad q\bar{z}^* = \frac{B}{E^3} (p_1 - p_{c^*})^4, \quad B = \pi r b^3 / 24\mu l. \quad (7)$$

Разделив первое равенство на второе, найдем распределение гидростатического давления по длине зазора и его градиент давления

$$p_s = p_{c^*} + (p_1 - p_{c^*}) \left(1 - \bar{z}/\bar{z}^*\right)^{3/4}, \quad \frac{dp_s}{d\bar{z}} = -\frac{p_1 - p_{c^*}}{4\bar{z}^*} \left(1 - \bar{z}/\bar{z}^*\right)^{-3/4}. \quad (8)$$

Отметим, что на границе участков пакета набивки $\bar{z} = \bar{z}^*$ градиент давления и производная зазора (6) превращаются в ноль. На участке контакта течение имеет характер фильтрационного, поэтому в соответствии с законом Дарси давление жидкости линейно убывает по длине участка. Таким образом, уравнения (8) описывают распределение давления жидкости по длине пакета набивки радиального сальникового устройства.

Возвращаясь к сделанным ранее замечаниям, сравним показатели $a_1^* = a_2^*$, используя выражения (1), (5) и (8) на границе участков. После некоторых преобразований получим относительную длину участка зазора

$$\bar{z}^* = \frac{a_1 + \ln\left(\frac{b p_1}{r p_{z1}}\right)}{a_2 + a_1}. \quad (9)$$

Формула (9) позволяет определить условия, при которых зазор не образуется ($\bar{z}^* \leq 0$) и распространяется по всей длине пакета набивки ($\bar{z}^* \geq 1$)

$$-a_1 \leq \ln\left(\frac{b p_1}{r p_{z1}}\right) \leq a_2.$$

Длина участка зазора превращается в ноль, т.е. набивка контактирует с валом по всей длине пакета, если

$$\ln \left(\frac{b}{r} \frac{p_1}{p_{z_1}^*} \right) = -a_1, \text{ или } \frac{p_{z_1}^*}{p_1} = \frac{b}{r} e^{a_1}.$$

Зная длину участка зазора (9) и используя вторую формулу в (7), можно вычислить утечку уплотняемой жидкости через сальниковое устройство

$$q = \frac{B}{\bar{z}^* E^3} (p_1 - p_{c*})^4. \quad (10)$$

Из формулы (10) видно, что по мере повышения давления жидкости утечка увеличивается до некоторого максимального значения, а затем постепенно уменьшается до нуля. Из опыта эксплуатации известно, что такое уменьшение утечки вызывает резкое ухудшение условий смазки, и, как результат, выплавление пропитки и разрушение волокон сальниковой набивки. Значение давления жидкости, при котором утечка приближается к нулю, может быть принято как максимально допустимое для данной сальниковой набивки и конструкции сальникового устройства.

Предложенная модель механизма герметизации также позволяет объяснить известное из опыта эксплуатации и описанное рядом исследователей [8, 10] монотонное уменьшение уровня утечки во времени. Это явление мало связано с прирабатываемостью пары трения, поскольку оно может продолжаться сотни часов. Одной из основных причин является ползучесть материала набивки под действием давления герметизируемой жидкости. Ползучесть приводит к медленному увеличению истинной площади контакта набивки с валом.

Учет комбинированной несоосности

Радиальные и угловые смещения оси вала относительно оси сальниковой коробки приводят к возникновению дополнительных контактных давлений $\Delta\sigma_y$, изменяющихся по окружности и по длине пакета предварительно обжатой набивки.

Для их приближенной оценки рассмотрим дополнительные деформации предварительно обжатой набивки (рис. 4). Если ее толщину в недеформированном состоянии обозначить b^* , то при параллельной несоосности вала e толщину в срединном сечении $z=0$, соответствующую угловой координате φ , можно представить выражением $b_0 = b^* (1 - \varepsilon \cdot \cos \varphi)$, где $\varepsilon = el/b^*$.

Изменение толщины набивки по длине пакета, обусловленное углом ϑ между пересекающимися осями вала и втулки, оценивается слагаемым $-\vartheta z \cos \varphi$ (поправка к несоосности), причем угол считается положительным, если ось вала поворачивается против часовой стрелки. Результирующая толщина набивки по длине и окружности пакета набивки выражается формулой

$$b = b^* [1 - (\varepsilon - \theta \bar{z}) \cos \varphi], \quad \theta = \vartheta \frac{l}{2b^*}.$$

Относительная радиальная деформация сжатия

$$(b^* - b)/b^* = \varepsilon_y = (\varepsilon - \theta \bar{z}) \cos \varphi.$$

Если пренебречь малыми окружными деформациями, то уравнения (1) примут вид

$$\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z) = E(\varepsilon - \theta \bar{z}) \cos \varphi, \quad \sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z) = 0.$$

Исключив окружные напряжения, найдем

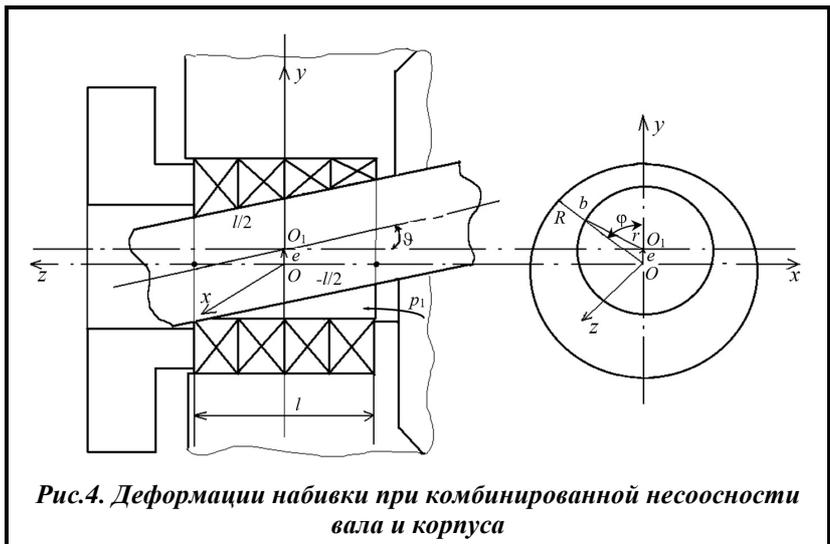


Рис.4. Деформации набивки при комбинированной несоосности вала и корпуса

$$\sigma_y = \sigma_{y0} + \Delta\sigma_y, \Delta\sigma_y = \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon - \theta\bar{z})\cos\varphi. \quad (11)$$

Здесь σ_{y0} определяется формулой (1) и не зависит от окружной координаты.

Эпюры обеих составляющих контактного давления в полярной системе координат показаны на рис. 5.

Полученное выражение позволяет найти коэффициенты радиальной и угловой жесткости пакета набивки по результатам вычисления радиальной силы давления и восстанавливающего момента. Проекция на ось Oy элементарной силы давления $dF_{y0} = -\sigma_y r \cos\varphi d\varphi dz$, а ее момент относительно оси Ox – $dM_{x0} = -z dF_y$. Проинтегрируем эти выражения с учетом (11) по всей внутренней поверхности пакета набивки

$$F_{y0} = k_{r0}e, \quad M_{x0} = k_{\theta 0}\vartheta, \quad (12)$$

где коэффициенты радиальной и угловой жесткости

$$k_{r0} = -\frac{\pi r l}{b^*} \cdot \frac{E}{1-\nu^2}, \quad k_{\theta 0} = \frac{\pi r l^3}{12b^*} \cdot \frac{E}{1-\nu^2}. \quad (13)$$

Модуль упругости набивки E – величина условная, так как увеличивается по мере сжатия набивки.

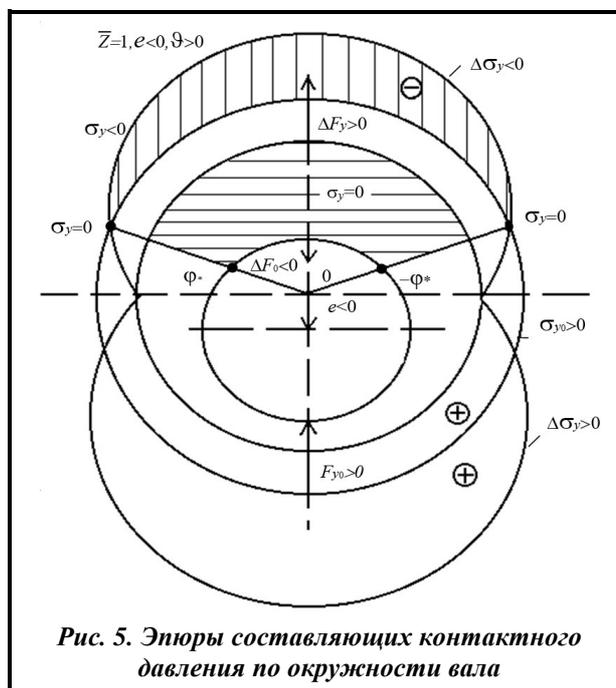


Рис. 5. Эпюры составляющих контактного давления по окружности вала

Предварительная оценка влияния несоосности на величину контактного давления показывает, что максимальное повышение давления, вызванное несоосностью, в 2–3 раза превышает постоянное по окружности контактное давление σ_1 (рис. 5). Такое резкое повышение давления вызывает местное увеличение температуры контакта и снижает ресурс сальникового устройства. Более того, с диаметрально противоположной стороны (при $\varphi=\pi$) суммарное контактное давление становится отрицательным, т.е. в набивке должны возникать растягивающие напряжения. Поскольку это невозможно (между набивкой и валом нет двусторонней удерживающей связи), то на участках с отрицательным контактным давлением между валом и набивкой образуется зазор. Такие участки отрыва влияют на величину радиальных сил и моментов (12), мощность трения, а также работоспособность уплотнения, в частности, протечки и тепловое состояние.

Положение сечений, в которых возникают растягивающие напряжения (по принятому здесь правилу знаков $\Delta b = b^* - b < 0$), видно из рис. 6: таким сечением является $\bar{z}_m = 1$, если параллельная несоосность и угловая несоосность имеют разные знаки ($\varepsilon\theta < 0$) и сечение $\bar{z}_m = -1$, когда $\varepsilon\theta > 0$. Соответствующая угловая координата $\varphi_m = \pi$ при $\varepsilon > 0$ и $\varphi_m = 0$ при $\varepsilon < 0$. На рис. 7 изображены развертки внутренней поверхности пакета набивки и показаны области нулевых контактных давлений при различных сочетаниях параллельной и угловой несоосностей. В дальнейшем при вычислении интегральных характеристик сальниковых устройств, связанных с контактным давлением σ_y , эти области нужно исключать из рассмотрения.

В то же время нужно иметь в виду, что образующийся между набивкой и валом зазор, если он расположен со стороны камеры с уплотняемой жидкостью, заполняется этой же жидкостью под давлением, которое вызывает дополнительные деформации набивки и расширяет бесконтактные области. Их расширению способствуют также гидродинамические эффекты в зазорах, обусловленные вращением вала, его радиальными и угловыми колебаниями.

Для оценки величины бесконтактных областей решим более простую задачу: найдем точки $\pm\varphi^*$ и z^* , расположенные в вершинах криволинейного треугольника B (рис. 7, в), ограничивающего область нулевого контактного давления. В дальнейшем эту область можно приближенно представлять в виде равнобедренного треугольника, как показано на рис. 7, в пунктирными линиями, или равновеликого по площади прямоугольника.

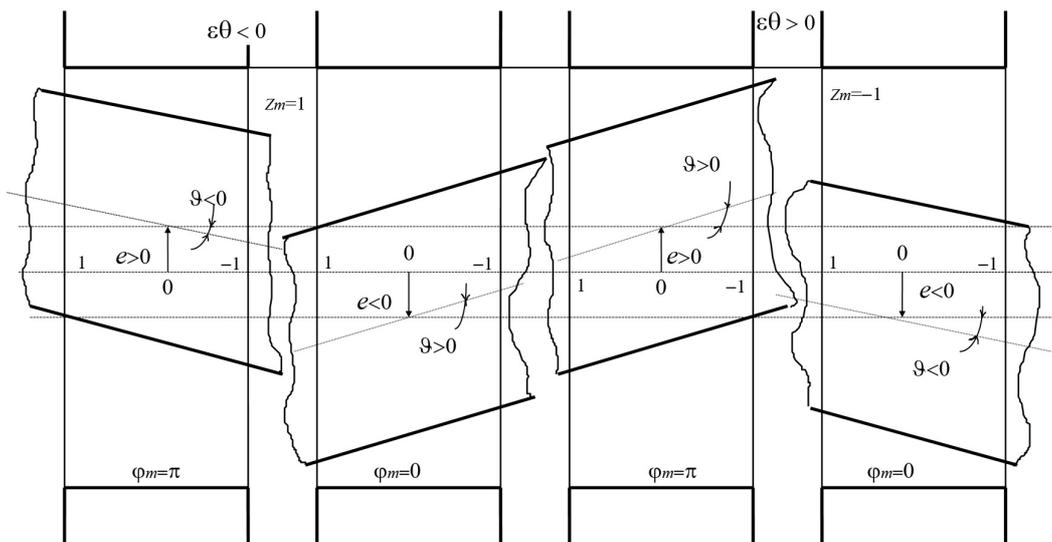


Рис. 6. Положение сечений возможного отрыва вала от набивки

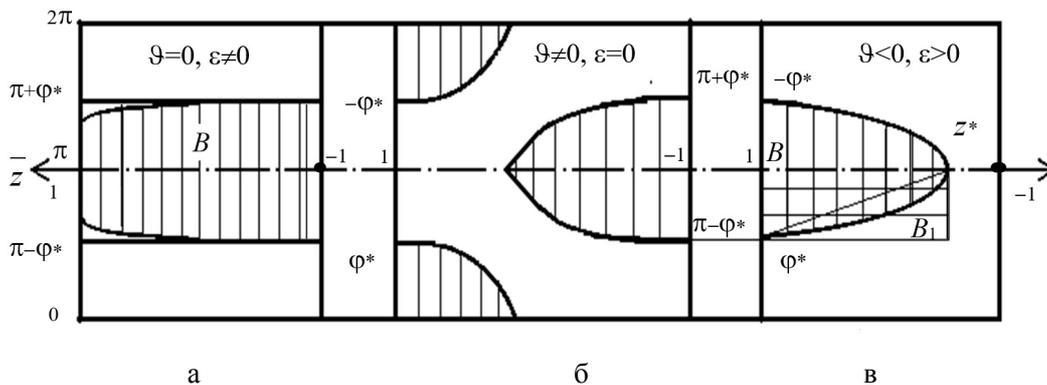


Рис. 7. Формы областей нулевых контактных давлений

Приравняв нулю выражение контактного давления (11) в крайних сечениях $z_m = \pm 1$, в которых области отрыва имеют наибольшую угловую протяженность, найдем соответствующие этим областям угловые координаты

$$\begin{aligned} \varphi^* &= \pm \arccos \Phi \quad (\Phi \geq 0), \quad \varphi = \pi + \varphi^* \quad (\Phi \leq 0), \\ \Phi &= -\exp[a(1 \pm 1)] / S(\varepsilon \mp \theta), \end{aligned} \quad (14)$$

где $S = E / \sigma_{-1}(1 - \nu^2)$.

Во втором выражении (14) верхний знак относится к сечению $z=1$, а нижний – к сечению $z=-1$. По модулю косинус не может быть больше единицы, поэтому области нулевого контактного давления возможны лишь при таких сочетаниях параметров параллельной и угловой несоосности (ε, θ), при которых $|\Phi| \leq 1$. В свою очередь, из (14) следует, что в правом сечении ($z=-1$) это условие выполняется, когда параллельная и угловая несоосности имеют одинаковые знаки или один из этих параметров равен нулю: $\varepsilon \theta \geq 0$. В левом сечении $z=1$ эти параметры должны иметь противоположные знаки. Положительные значения Φ соответствуют $\varphi_m=0$, т.е. отрицательным значениям параллельной несоосности ($\varepsilon < 0$); при $\varepsilon > 0$, $\varphi_m = \pi$ и $\Phi < 0$.

Координата z^* третьей вершины области B расположена в плоскости пересекающихся осей вала и сальниковой коробки, т.е. при $\varphi_m=0$ или π . Приравняв нулю контактное давление (11), получим трансцендентное уравнение относительно \bar{z}^*

$$\sigma_{-1} \exp[a(1 - \bar{z}^*)] - \mp (\varepsilon - \theta z^*) E / (1 - \nu^2).$$

Поскольку показатель степени экспоненты всегда меньше единицы, можно найти приближенное решение этого уравнения, разложив экспоненциальную функцию в ряд и сохранив лишь линейные члены

$$\exp[a(1 + \theta \bar{z}^*)] \approx 1 + a(1 + \theta \bar{z}^*).$$

При этом получаем

$$\bar{z}^* = (1 + a \pm S\varepsilon) / (\pm S\theta - a). \quad (15)$$

Верхние знаки в формуле (15) соответствуют $\varphi_m=0$ ($\varepsilon < 0$), а нижние – $\varphi_m=\pi$ ($\varepsilon > 0$). Составляющие силы давления и ее момента

$$\Delta F = - \int_{(B)} \sigma_y \cos \varphi dB, \quad \Delta M = \int_{(B)} \sigma_y z \cos \varphi dB \quad (16)$$

входят в выражения (12). В действительности они не существуют, так как в области B контактное давление равно нулю. Поэтому в качестве уточненных значений радиальных сил и моментов, если не учитывать давление жидкости, заполняющей образовавшийся зазор, нужно принимать

$$F_y = F_{y0} - \Delta F, \quad M_x = M_{x0} - \Delta M. \quad (17)$$

Вычисление интегралов (16), даже если область B представить в виде равнобедренного треугольника, приводит к неоправданно громоздким выражениям. Учитывая приближенность исходных посылок, заложенных в предлагаемый расчет (прежде всего, предположение о линейно упругих свойствах набивки), заменим область нулевого контактного давления равновеликим прямоугольником $r\varphi^*(1 - \bar{z}^*)/2$ (B_1 на рис. 7, в). Чтобы результаты интегрирования можно было использовать для областей B , расположенных как в правой ($z=l/2$), так и в левой ($z=-l/2$) половинах пакета набивки, пределы интегрирования по длине пакета будем обозначать α_1 и α_2 . Для левой половины ($\varepsilon\theta < 0$) $\alpha_1 = \bar{z}^*$, $\alpha_2=1$; для правой ($\varepsilon\theta > 0$) $\alpha_1 = -1$, $\alpha_2 = \bar{z}^*$. Пределы интегрирования по φ : от 0 до φ^* для $\varepsilon < 0$ и от π до $\pi + \varphi^*$ для $\varepsilon > 0$.

При перемене знака параллельной несоосности все результаты остаются неизменными, если систему координат повернуть вокруг оси Oz на 180° , т.е. направить ось Oy против вектора параллельной несоосности.

Первое слагаемое σ_{y0} контактного давления (11) зависит только от предварительного обжатия набивки. Соответствующие интегралы ($\varepsilon < 0$)

$$\Delta F_0 = - \frac{rl}{2} \int_0^{\varphi^*} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sigma_{e0} \cos \varphi d\varphi d\bar{z}, \quad \Delta M_0 = \frac{rl^2}{4} \int_0^{\varphi^*} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sigma_{y0} \bar{z} \cos \varphi d\varphi d\bar{z}$$

после интегрирования дают

$$\Delta F_0 = - \frac{\sigma_{-1} e^a rl \sin \varphi^*}{2a} (e^{a\alpha_2} - e^{a\alpha_1}), \quad \Delta M_0 = \frac{\sigma_{-1} e^a rl^2 \sin \varphi^*}{4a^2} [e^{a\alpha_2} (a\alpha_2 - 1) - e^{a\alpha_1} (a\alpha_1 - 1)] \quad (18)$$

Когда область нулевого контактного давления расположена в нижней части зазора ($\varepsilon > 0$), меняется знак синуса и выражения (18) меняют знаки.

Если экспоненты разложить в ряд и сохранить только линейные члены, то формулы (18) несколько упростятся

$$\Delta F_0 = \mp \frac{\sigma_{-1} e^a rl \sin \varphi^*}{2} (\alpha_2 - \alpha_1), \quad \Delta M_0 = \pm \frac{\sigma_{-1} e^a rl^2 \sin \varphi^*}{4} (\alpha_2^2 - \alpha_1^2). \quad (19)$$

Верхние знаки соответствуют $\varepsilon < 0$, нижние – $\varepsilon > 0$.

Поправки (19) представляють мниме тиск набивки на вал з боку більшого зазора, т.е. направлені проти відновлюючих сил і моментів (12), тому в відповідності з формулами (17) вони збільшують результуючі силу і момент.

Після інтегрування другого слагаемого (11), в якому враховується комбінована несоосність, отримаємо

$$\Delta F_y = -\frac{E}{1-\nu^2} \frac{rl\varphi^*}{4} \left(1 + \frac{\sin 2\varphi^*}{2\varphi^*}\right) [(\alpha_2 - \alpha_1)\varepsilon - 0,5(\alpha_2^2 - \alpha_1^2)\theta],$$

$$\Delta M_x = \frac{E}{1-\nu^2} \frac{rl^2\varphi^*}{16} \left(1 + \frac{\sin 2\varphi^*}{2\varphi^*}\right) \left[(\alpha_2^2 - \alpha_1^2)\varepsilon - \frac{2}{3}(\alpha_2^3 - \alpha_1^3)\theta\right]. \quad (20)$$

Вирази (20) можна представити через коефіцієнти радіальної (k_{rr}), кулової ($k_{r\vartheta}$) і перекрестних ($k_{r\vartheta}=k_{\vartheta r}$) жорсткостей

$$\Delta F_y = k_{rr}e + k_{r\vartheta}\vartheta, \quad \Delta M_x = k_{\vartheta r}e + k_{\vartheta\vartheta}\vartheta, \quad (21)$$

де коефіцієнти жорсткості після підстановки відповідних меж інтегрування по \bar{z} приймають вигляд

$$k_{rr} = -\frac{E}{1-\nu^2} \frac{rl\varphi^*}{4b^*} \left(1 + \frac{\sin 2\varphi^*}{2\varphi^*}\right) (1 \mp \bar{z}^*),$$

$$k_{r\vartheta} = \pm \frac{E}{1-\nu^2} \frac{rl^2}{16b^*} \varphi^* \left(1 + \frac{\sin 2\varphi^*}{2\varphi^*}\right) (1 - \bar{z}^{*2}),$$

$$k_{\vartheta\vartheta} = \frac{E}{1-\nu^2} \frac{rl^3}{48b^*} \varphi^* \left(1 + \frac{\sin 2\varphi^*}{2\varphi^*}\right) (1 \mp \bar{z}^{*3}).$$

В цих формулах верхній знак стосується лівій половині пакета набивки ($\bar{z}_m = 1$), нижній – до правої ($\bar{z}_m = -1$).

В відміння від поправок (19), вирази (21) отримані в результаті суммування негативних тисків $\Delta\sigma_y$, умовно діючих на безконтактну область B в напрямку основних силових факторів (12). Тому вони мають знаки, протилежні (19), і при використанні формул (17) зменшують відновлюючі силу і момент. Таким чином, складові (19) і (21) частково компенсують одна одну.

Існування області ослабленого контакту набивки з валом веде до збільшенню протічків, а прагнення їх обмежити змушує обслуговуючий персонал збільшувати осеве обжаття набивки, що призводить до ще більшого збільшенню місцевого контактної тиску.

Як видно з (11), для відсутності відрива по всій контактній поверхні потрібно, щоб виконувалося умовина $(\sigma_{y0})_{\min} > (\Delta\sigma_y)_{\max}$ або

$$\sigma_1 \geq E(\varepsilon + \vartheta)/(1 - \nu^2) \quad (22)$$

З (22) випливає, що значення комбінованої несоосності не повинні перевищувати значення

$$\varepsilon + \vartheta \leq \sigma_1(1 - \nu^2)/E.$$

Звернемо увагу, що радіальна жорсткість сальникової пристрою ($k_{r0}=1,19 \cdot 10^7$ Н/м) порівнянна з жорсткостями підшипників (приблизно $3 \cdot 10^7$ Н/м) і вала (около $4,5 \cdot 10^7$ Н/м). Тому, сальникові пристрої можуть впливати на вібраційні характеристики ротора, хоча це вплив нестабільно, так як пружні характеристики набивки можуть суттєво змінюватися в процесі експлуатації.

При аналізі впливу несоосності слід мати на увазі, що паралельна і кулова несоосності – випадкові, періодично змінювані параметри. Тому в процесі роботи набивка відчуває знакозмінні навантаження, пропорційні параметрам несоосності і викликає її прискорене руйнування.

Сальниковое устройство с радиально-подвижной коробкой

Опыт эксплуатации сальниковых устройств свидетельствует, что их ресурс в значительной мере снижается из-за комбинированной несоосности и биений вала. Это объясняется тем, что пакет набивки имеет большую радиальную жесткость, и даже малые радиальные деформации сопровождаются резким увеличением контактных давлений (11).

В конструкциях сальниковых устройств с радиально подвижным, самоцентрирующимся относительно вала пакетом набивки [11] аксиально-подвижная сальниковая коробка, обеспечивающая выравнивание давления по длине, вместе с набивкой и ограничительными кольцами имеет свободу радиальных перемещений. Под действием усилий от неравномерного по окружности контактного давления все сальниковое устройство стремится занять концентричное относительно вала положение, при котором устраняется осевая асимметрия контактных давлений.

Варианты конструкций самоустанавливающихся сальниковых устройств для различных условий работы показаны на рис. 8. В вариантах *а–в* допускаются внешние протечки уплотняемой жидкости. В варианте *б* сальниковое устройство расположено вне корпуса насоса, благодаря этому улучшается теплоотвод в окружающую атмосферу. В вариантах *в, г* в камеру сальникового устройства подводится охлаждающая жидкость, а в последнем варианте она запирает выход уплотняемой жидкости. Такие конструкции отличаются более эффективным теплоотводом и удобством замены набивки, так как набивка вместе с сальниковой коробкой извлекается из корпуса насоса.

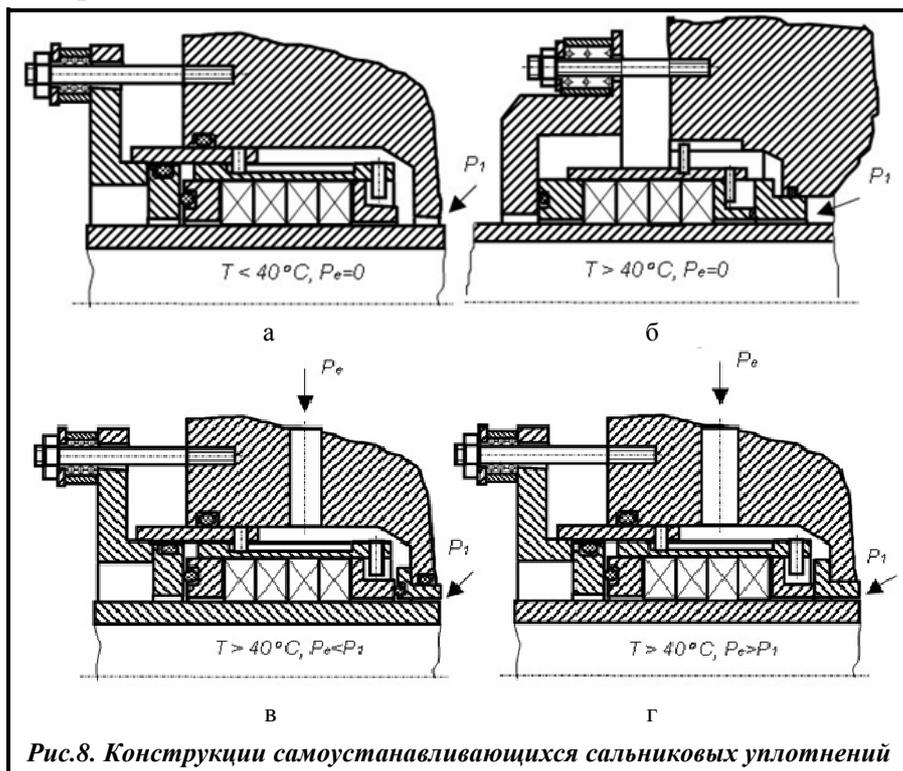


Рис.8. Конструкции самоустанавливающихся сальниковых уплотнений

Условием самоцентрировки сальниковой коробки является превышение радиальной центрирующей силы и восстанавливающего момента (12) соответственно над суммарной силой трения $F_R = f F_x$ на контактных торцовых поясках ограничительных колец (f – коэффициент трения на торцовых поясках) и над опрокидывающим моментом сил трения. Такой момент возникает, если силы трения на контактных торцовых поясках ограничительных колец отличаются по величине из-за загрузки внутреннего стыка осевой силой $p_1 A_1$.

Сила трения на внешнем кольце $F_{R2} = f \sigma_x A$, а на внутреннем кольце – $F_{R1} = f(\sigma_x A - p_1 A_1)$. Будем полагать, что радиальное давление постоянно по длине пакета набивки (благодаря осевой подвижности сальниковой коробки) и выбирается из условия $\sigma_{y0} = \sigma_{-1} = k_1 p_1$, где $k_1 \geq 1$ – коэффициент запаса, обеспечивающий требуемую герметичность. Используя связь между осевыми и радиальными напряжениями, получим

$$F_{R2} = f k_1 A p_1 / k, F_{R1} = F_{R2}(1 - \kappa k / k_1), F_R = F_{R1} + F_{R2} = 2F_{R2}(1 - \kappa k / 2k_1). \quad (23)$$

Силы трения дают момент относительно оси Ox , стремящийся повернуть ось втулки относительно оси вала

$$M_{Rx} = (F_{R2} - F_{R1})L/2 = \kappa f A p_1 L/2,$$

где $\kappa = A_1/A$; L – расстояние между торцовыми поверхностями трения.

Из условий самоцентрировки $F_{y0} \geq F_R$, $M_{x0} \geq M_{Rx}$ с учётом выражений (12), (13), (22), (23) найдем минимальные значения параллельной несоосности ε^* и угловой несоосности θ^* , при которых сальниковая коробка под действием центрирующих силы F_{y0} и момента M_{x0} начинает отслеживать радиальные и угловые смещения вала

$$\varepsilon^* = 2f(1 + R/r) \frac{k_1 b^* p_1}{k l E} (1 - v^2)(1 - \kappa k / 2k_1) \theta^* = 3f(1 + R/r) \frac{\kappa b^* L p_1}{l^2 E} (1 - v^2).$$

Таким образом, радиальная подвижность предотвращает появление областей отрыва набивки от вала и образование пятен контакта с увеличенным давлением.

Выводы

Сформулированная в статье физическая модель механизма герметизации сальникового устройства позволила объяснить основные особенности его работы.

Проведенные исследования показали, что выравнивание контактных давлений не только по длине пакета набивки, но и по окружности является существенным резервом повышения ресурса сальникового устройства.

Разработка новых эффективных конструкций сальниковых устройств позволяет устранить основные недостатки стандартной конструкции при сохранении ее основных преимуществ – простоты обслуживания и относительной дешевизны.

Литература

1. Gaft J., Marcinkowski M. A choice of the seal for the shaft of the pump. *Proc. Pump users Intern. Forum* (29–30 sept. 2004). Karlsruhe, 2004. P. 37–44.
2. Марцинковский В. А., Шевченко С. С. Насосы атомных электростанций: расчет, конструирование, эксплуатация: монография / под общ. ред. С. С. Шевченко. Сумы: Универ. кн., 2018. 472 с.
3. Marzinkovski W., Gaft J., Schewtschenko S. Calculation of Flow and Power Losses to Friction in Radial Stuffing Box Seal. *Seals and Sealing Technology in Machines and Dewices: proc. IX Intern. Conf.* Wroclaw: Polanica Zdroj, 2001. P. 108–115.
4. Gaft J. Z., Marzinkovski W. A. Die Untersuchung neuer Konstruktionen von radialen und axialen Packungsdichtungen. / X Internationales DichtungsKolloquium Untersuchung und Anwendung von Dichtelementen. Steinfurt, Germany: Vortrage, 1997. P. 182–205.
5. Diany M., Bouzid A.-H. Analytical evaluation of stresses and displacements of stuffing-box packing based on a flexibility analysis. *Tribology Intern.* 2009. Vol. 42. No. 6. P. 980–986.
6. Diany M., Bouzid A.-H. An experimental-numerical procedure for stuffing-box packing characterization. *American Society Mech. Eng. (ASME) pressure vessel and piping division.* 2010. Vol. 2. P. 183–189.
7. Derenne M., Masi V. Predicting gasket leak rates using a laminar-molecular flow model. *Proc. of the ASME/JSME, PV. P. Conf., Denver.* 2005. Vol. 2. P. 87–96.
8. Гафт Я. З., Марцинковский В. А., Загоруйко А. В. Механизм герметизации и расчет радиальных сальников. *Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность компрессорного оборудования: тр. 10-й междунар. науч.-техн. конф.* Сумы: Сум. ун-т, 2002. Т. 2. С. 46–57.
9. Martsinkowsky V., Gaft J., Gawlinsky M. Contemporary Tendencies of the Gland Packings Improvement. *Seals and Sealing Technology in Machines and Dewices: proc. VIII-th Intern. Conf. – Wroclaw – Polanica Zdroj,* 1998. P. 15–165.
10. Kazeminia M., Bouzid A. Analytical and Numerical Evaluation of the Sealing Contact Stress of Different Soft-Packed Stuffing-Box. *ASME-Turbo Expo Conf., Vol. 3B: Düsseldorf, Germany, Wind Energy-2004.* P. 16–20.
11. Marzinkovski W., Gaft J., Schewtschenko S. Konstruktionen und Berechnung der Dichtungen mit Schwimmringen // Untersuchung und Anwendung von Dichtelementen: XII Intern. Dichtungskolloquium. 09–10.05.2001. Essen, Vulkan-Verlag, 2001. P. 147–155.

Поступила в редакцию 16.03.2020

Удосконалювання конструкцій сальникових пристроїв валів відцентрових насосів на основі вивчення фізичної моделі механізму герметизації**С. С. Шевченко**ТОВ «Юнайтед Продакшенс – Атом»,
40016, Україна, м. Суми, вул. Прокоф'єва 36

Сальниковий пристрій – найбільш поширений тип ущільнень роторів насосів, оскільки є таким вузлом, що регулюється та періодично відновлюється в процесі експлуатації. На підставі вивчення фізичних процесів сформована модель механізму герметизації сальникового пристрою як поєднання двох послідовно розташованих гідравлічних опорів: передвключеного опору, що є аналогічним щільному дроту, та контактної ущільнювача, де відбувається безпосередня герметизація вала. Зона контакту набивки з валом являє собою суму мікроділянок, на яких виникають контактні тиски. Система лабіринтних каналів, по яких відбувається витік, фізично є найбільш близькою до фільтрації рідини крізь шар пористого тіла. Запропоновано метод розрахунку напруженого стану набивки шляхом розв'язання задачі гідропружності. Отримано вирази для обчислення проміжку та розподілу тиску рідини, що ущільнюється, по довжині радіального сальникового пристрою, а також її витрат крізь ущільнення. Враховано радіальні і кутові зміщення осі вала відносно до осі сальникової коробки, які призводять до виникнення додаткових контактних тисків набивки на вал, і областей розкриття контакту набивки з валом, що призводить до збільшення витоків. Намагання їх обмежити спонукає обслуговуючий персонал збільшувати осьове обтиснення набивки, а це призводить до ще більшого зростання місцевого контактної тиску. Запропоновано конструкції сальникових пристроїв з радіально рухомим, самоцентрувальним відносно до вала пакетом набивки, що забезпечують вирівнювання контактної тиску та підвищення ресурсу сальникового пристрою. Отримано вирази для обчислення мінімальних значень паралельної та кутової неспіввідносності, за яких сальникова коробка під впливом відцентрових сил та моменту починає відслідковувати радіальне та кутове зміщення вала. Радіальна рухливість запобігає появі областей відриву набивки від вала та утворенню плям контакту зі збільшеним тиском.

Ключові слова: сальниковий пристрій, механізм герметизації, контактний тиск, неспіввідність, самоцентрування.