

МОДЕЛЬ СМЕШАННОЙ СМАЗКИ В ТОРЦОВОМ САЛЬНИКОВОМ УПЛОТНЕНИИ

MODEL OF MIXED LUBRICATION IN FACE PACKING SEAL

ЗАГОРУЛЬКО Андрей Васильевич, к.т.н., с.н.с.,
МАРЦИНКОВСКИЙ Владимир Альбинович, д.т.н., профессор,
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина,

ГАФТ Яков Зиновьевич, д.т.н., ген. директор,
«Гидромаш-Герм ЛТД», г. Москва, Россия.

Abstract. Within the suggested model of sealing process the face packing seal, the fluid flow through the two consequently connected throttles is examined. One of the throttles is sealing gap and the other one is porosity layer. Dependencies to define the correlations of gap and contact lengths, leakage and power losses on friction are obtained by complex resolving of the theory of elasticity contact problem according to the method of finite elements together with fluid flow equations, considering penetration of porosity layer and real contact zone. The comparative analysis of leakage, power losses on friction and of maximal contact pressures allows evaluating the efficiency of the new designs face packing seals being worked out. The obtained calculated data consists well with the results of experiments.

Введение

Объективный технико-экономический анализ [1] существующих конструкций контактных уплотнений валов центробежных насосов показывает, что одной из актуальных задач современной уплотнительной техники является разработка торцовых сальниковых уплотнений, сравнимых по стоимости и простоте обслуживания с сальниковыми уплотнениями, а по герметичности, долговечности и надежности - с торцовыми механическими уплотнениями.

Торцовые сальниковые уплотнения обладают рядом существенных преимуществ в сравнении с традиционными радиальными сальниками, такими как: значительно меньшие протечки и потери мощности на трение,

уменьшенный расход набивки, увеличенный ресурс уплотнения, упрощенное обслуживание и замена сальниковой набивки. Поэтому при разработке или модернизации насосного оборудования представляется перспективным использование торцовых сальников взамен радиальных сальниковых уплотнений.

Для разработки методики расчета и создания новых эффективных конструкций торцовых сальников необходим тщательный теоретический анализ процессов, происходящих в контактной паре, основанный на результатах экспериментальных исследований взаимосвязи процессов трения и герметизации.

Механизм трения и герметизации торцового сальника

Измерения гидростатического давления p_s по ширине пары трения показали [1], что гидростатическая сила F_s (площадь под кривой p_s) уравнивает примерно 30-40 % внешней нагрузки N . Остальная часть уравнивается силой контактного давления F_c , которое возрастает от минимального значения в точке начала непосредственного контакта до максимума на внешнем радиусе. Эксперименты с вращающимся валом подтвердили характер распределения контактного давления по радиусу пары трения: внешний участок стальной опорной поверхности (со стороны низкого давления) оказался существенно перегруженным и подвергался ускоренному изнашиванию, вызванному местным повышением контактного давления [1].

Таким образом, по ширине торцовой пары существуют два участка: бесконтактный участок с конфузорным зазором и участок непосредственного контакта волокон набивки с опорной поверхностью, на котором, в основном, и осуществляется герметизация, трение и изнашивание. Контакт набивки с опорным кольцом представляет сумму пятен фактического контакта, площадью A_r , между которыми находятся микроучастки площадью A_s , заполненные жидкостью. Гидравлическое сопротивление участка контакта состоит из гидравлического сопротивления извилистых микроканалов.

Подобно механизму герметизации радиального сальникового уплотнения [2], предложен механизм герметизации торцового сальника в виде течения жидкости через два последовательных дросселя: торцовую щель и пористый слой. В качестве пористого слоя выступает контактирующая с опорным кольцом поверхность набивки. Высота пористого слоя H определяется способом плетения и диаметром волокон сальниковой набивки. Площадь его поперечного сечения равна $2\pi r H$.

На рис. 1 представлена пара трения торцового сальника, которая состоит из аксиально-подвижной обоймы 1 с набивкой 2 и жестко закрепленного опорного диска 3. Кроме того, на рисунке изображена торцовая щель с зазором h протяженностью b_s и пористый слой

первоначальной толщиной H_0 протяженностью b_c , а также схема нагрузок.

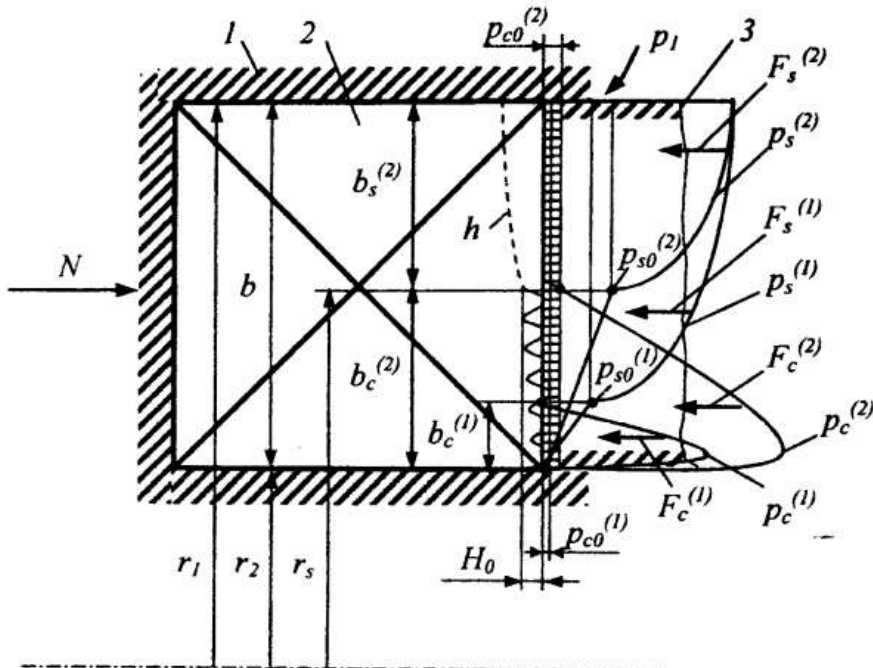


Рисунок 1 - Схема нагрузок к расчету контактных давлений

Аналитический расчет распределения гидростатического давления по ширине пары трения

Гидростатическое давление в паре трения определяется путем совместного решения уравнений осевой деформации набивки и уравнений напорного радиального течения на участках зазора и контакта.

В экспериментах при опрессовке сальниковой набивки в трехосном напряженном состоянии [3] получена зависимость относительной деформации от приложенной в осевом направлении нагрузки (рис. 2), которая для контактного давления $\leq 2,0$ МПа удовлетворительно аппроксимируется формулой $\varepsilon = c \cdot p_{cm}^{2/3}$; p_{cm} - среднее контактное давление, c - постоянная, характеризующая упругие свойства материала. Приведенный модуль упругости E^* на этом участке условный, так как зависит от контактной нагрузки.

Финчем [4], Шаламачем [5] теоретически и экспериментально установлено, что при контакте эластичного материала с твердым контртелом сближение и фактическая площадь контакта зависят от контактного давления в степени $2/3$. Если принять, что материал набивки имеет однородную плетеную структуру, то на основании гипотезы плоских сечений (гипотезы Бернулли) относительная деформация всего объема

набивки равняется относительному сближению контактирующих поверхностей. Таким образом, в аналитические зависимости, учитывающие осевые деформации набивки, можно подставлять упругие постоянные E^* и c , полученные при опрессовке.

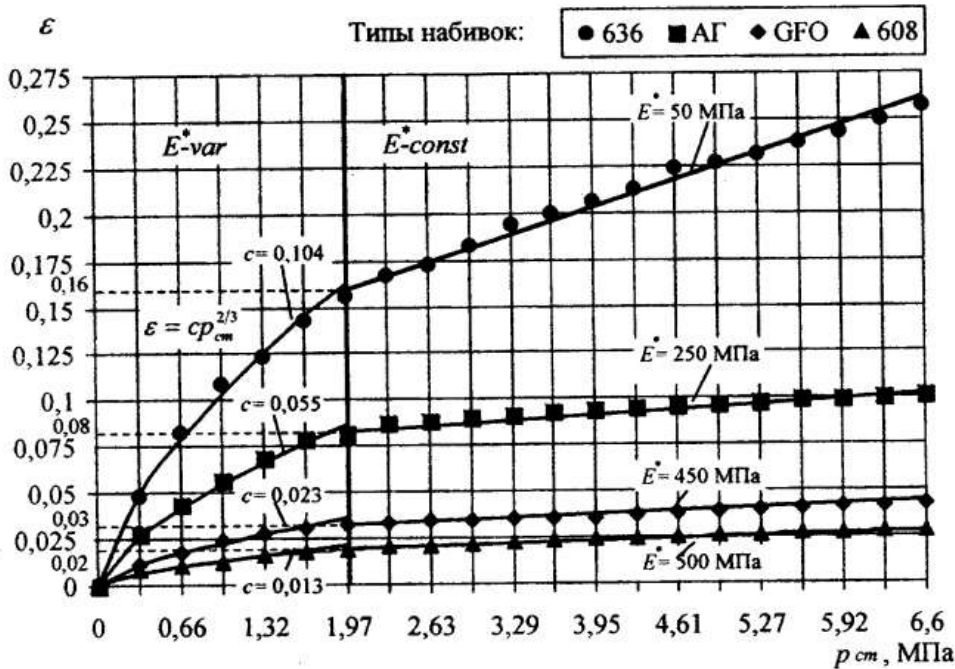


Рисунок 2 - Зависимость относительных деформаций от осевой нагрузки для опрессованных набивок

Если ввести для обозначения соотношения фактической A_{r0} и номинальной A_{a0} площадей контакта при предварительном контактном давлении p_{c0} параметр $\eta_0 = A_{r0}/A_{a0}$, то деформация, или величина зазора определяется формулой

$$h(r) = b(p_s - p_{c0}/\eta_0)/E^*, \quad (1)$$

а толщина пористого слоя запишется в виде

$$H(r) = H_0 \cdot [1 - c \cdot (\delta p_c(r))^{2/3}], \quad (2)$$

где H_0 - толщина пористого слоя, соответствующая предварительному сжатию набивки контактным давлением p_{c0} . Обозначим

$\gamma = 1 - c \cdot (\delta p_c(r))^{2/3}$ - коэффициент изменения толщины пористого слоя.

Закон распределения дополнительного контактного давления по радиусу определяются в последствии в результате решения задачи методом конечных элементов. Поэтому для простоты интегрирования

воспользуемся средним значением $\bar{\gamma} = 1 - c \cdot (\bar{\delta p}_c)^{2/3}$.

Таким образом, если учитывать дискретность контакта и наличие микроканалов с гидростатическим давлением, то образование бесконтактного участка возможно лишь в случае, когда давление p_1 на входе в уплотнение превышает некоторое фактическое контактное давление $p_{cr0} = p_{c0}/\eta_0$, обусловленное силами предварительного сжатия набивки пружинами. А изменение первоначальной толщины пористого слоя, вызванное сближением контактирующих поверхностей, возможно, когда дополнительное фактическое контактное давление $\delta p_{cr} = \delta p_c/\eta$ на участке контакта больше величины гидростатического давления $p_{s0} = p_{cr0}$ на границе участков зазора и контакта.

Расход радиального напорного течения через плоский кольцевой канал с зазором h и протяженностью dr , на котором дросселируется давление dp_s (рис. 1), можно представить формулой, подобной формуле Хагена-Пуазейля

$$Q = \frac{\pi h^3 r}{6 \mu dr} dp_s. \quad (3)$$

Течение жидкости через пористую среду опишем уравнением фильтрации Дарси:

$$q = k_1 \frac{2\pi r H}{\mu} \cdot \frac{dp_s}{dr}, \quad (4)$$

где k_1 - коэффициент проницаемости пористого слоя.

С учетом (1) и (2) приходим к дифференциальным уравнениям

$$Q \frac{dr}{r} = \frac{\pi E^* b^3}{6 \mu} \left(\frac{p_s - p_{cr0}}{E^*} \right)^3 \frac{dp_s}{E^*}, \quad (5)$$

$$q \frac{dr}{r} = k_1 \frac{2\pi \cdot H_0 \cdot \bar{\gamma}}{\mu} \cdot dp_s, \quad (6)$$

с граничными условиями на участке зазора $r = r_1$: $p_s = p_1$; $r = r_s$: $p_s = p_{cr0}$ (уплотняемая жидкость подводится со стороны внешнего радиуса) и на участке контакта $r = r_s$: $p_s = p_{s0}$, $r = r_2$: $p_s = 0$.

Интегрируя (5) и (6), получим уравнения:

$$Q \frac{24\mu}{\pi E^* b^3} \ln \frac{r_1}{r} = \psi_1^4 - \psi^4, \quad Q \frac{24\mu}{\pi E^* b^3} \ln \frac{r_1}{r_s} = \psi_1^4, \quad (7)$$

$$q \frac{\mu}{2\pi \cdot k_1} \cdot \ln \frac{r_s}{r} = H_0 \cdot \bar{\gamma} \cdot (p_{s0} - p_s), \quad q \frac{\mu}{2\pi \cdot k_1} \cdot \ln \frac{r_s}{r_2} = H_0 \cdot \bar{\gamma} \cdot p_{s0}, \quad (8)$$

где $\psi = (p_s - p_{cr0})/E^*$, $\psi_1 = (p_1 - p_{cr0})/E^*$.

Из последней формулы можно получить выражение для определения протечки через уплотнение

$$q = \frac{2\pi \cdot k_1 H_0 \cdot \bar{\gamma} \cdot p_{s0}}{\mu \cdot \ln(r_s/r_2)}. \quad (9)$$

Из формулы (9) можно найти коэффициент проницаемости k_1 , если известны из экспериментов протечка q_* , радиус r_{s*} , уплотняемое давление p_{s0*} и дополнительное контактное давление $\delta\bar{p}_{c*}$:

$$k_{1*} = \frac{q_*}{p_{s0*}} \cdot \frac{\mu}{2\pi H_0 \bar{\gamma}_*} \cdot \ln\left(\frac{r_{s*}}{r_2}\right), \quad (10)$$

Дополнительное контактное давление определяется в результате решения контактной задачи методом конечных элементов по экспериментально полученному распределению гидростатического давления при фиксированном коэффициенте нагрузки.

При увеличении давления жидкости p_1 увеличивается дополнительное контактное давление δp_c и фактическая площадь контакта, уменьшается толщина пористого слоя и его проницаемость. Поэтому изменение протечек с учетом степенной зависимости сечения лабиринтных каналов от контактного давления определится по формуле, подобной формуле для радиальных сальниковых уплотнений [2]:

$$q = q_* \frac{p_{s0}}{p_{s0*}} \cdot \left[\frac{1 - \eta_* \cdot \left(\frac{\delta\bar{p}_c}{\delta\bar{p}_{c*}} \right)^{2/3}}{1 - \eta_*} \right]^2 \frac{b_{c*}}{b_c}. \quad (11)$$

Формула (11) показывает, что при некотором критическом контактном давлении $\delta\bar{p}_c$ протечка равняется нулю. Величина этого давления зависит от безразмерной площади фактического контакта η_* , определяется физико-механическими характеристиками сальниковой набивки и шероховатостью пары трения.

Если из формул (7) и (8) исключить расход и применить уже ранее использовавшееся в формуле (11) приближение $\ln r_s/r \cong r_s/r - 1$, то получим распределения гидростатического давления на участках зазора и контакта:

$$p_s = (p_1 - p_{cr0}) \cdot \left(\frac{r - r_s}{b_s} \right)^{1/4} + p_{cr0}, \quad (12)$$

$$p_s = p_{s0} \cdot \left(\frac{r - r_2}{b_c} \right), \quad (13)$$

где $b_s = r_1 - r_s$ - ширина кольцевой полоски, на которой образуется зазор между набивкой и опорным кольцом, $b_c = r_s - r_2$ - ширина кольцевой полоски контакта, r_s - радиус соответствующий границе участков зазора и контакта.

Подставив в формулу (1) распределение давления, полученное по формуле (12), найдем закон изменения зазора по радиусу:

$$h(r) = b \frac{p_1 - p_{cr0}}{E^*} \left(\frac{r - r_s}{b_s} \right)^{1/4}. \quad (14)$$

Из условия неразрывности потока вдоль двух последовательно соединенных дросселей: торцовую щель и пористый слой, воспользовавшись уравнениями (7) и (8), получим отношение протяженности зазора к протяженности контакта

$$\frac{b_s}{b_c} = \frac{1}{48 \cdot k_1 \cdot H_0 \cdot \left(1 - \eta_* \cdot \left(\frac{\delta \bar{p}_c}{\delta \bar{p}_{c*}} \right)^{2/3} \right)^2} \cdot \left(\frac{b}{E^*} \right)^3 \cdot \frac{(p_1 - p_{c0} / \eta_0)^4}{p_{c0} / \eta_0}. \quad (15)$$

Обозначим $\lambda = \frac{b_s}{b_c}$ и с учетом, что $b = b_s + b_c$, определим радиус r_s по формуле

$$r_s = \frac{b}{\lambda + 1} + r_2. \quad (16)$$

Формула (15) содержит несколько параметров, которые характеризуют: физико-механические свойства набивки (приведенный модуль упругости E^*), качество поверхности и проницаемость контакта (безразмерная площадь контакта η , проницаемость пористого слоя k_1 и толщина пористого слоя H), размеры пары трения (ширина пары трения b). Кроме того, в формулу входят давление уплотняемой среды p_1 , контактное давление предварительного поджатия пружинами p_{c0} и дополнительное контактное давление $\delta \bar{p}_c$.

Проинтегрировав давление (12) по зазору и давление (13) по площади фактического контакта, получим соответствующие силы гидростатического давления:

$$F_{ss} = 1,6 \pi r_s b_s (p_1 - p_{cr0}) \left(1 + \frac{5 b_s}{9 r_s} + \frac{5 r_m}{4 r_s} \frac{p_{cr0}}{p_1 - p_{cr0}} \right), \quad (17)$$

$$F_{sc} = \pi \cdot p_{s0} \cdot b_c \cdot r_2 \cdot (1 - \eta) \cdot \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{b_c}{r_2} \right). \quad (18)$$

Сумма этих сил частично уравнивает внешнюю нагрузку N .

Теперь из условия равновесия можно найти дополнительную силу F_c контактного давления, действующего на кольцевом пояске контакта набивки с опорным кольцом

$$F_c = N - (F_{ss} + F_{sc}), \quad (19)$$

а также дополнительное среднее контактное давление

$$\delta \bar{p}_c = F_c / \pi (r_s^2 - r_2^2). \quad (20)$$

В экспериментах по определению гидростатического давления по ширине пары трения было получено давление p_{s0} на границе участков зазора и контакта. При умножении p_{s0} на безразмерную площадь контакта η_0 получим предварительное контактное давление p_{c0} , обеспечивающее допустимую протечку.

Суммарное контактное давление в набивке на площадке непосредственного контакта

$$\bar{p}_c = p_{c0} + \delta \bar{p}_c. \quad (21)$$

Физическая модель герметизации торцового сальника подразумевает наличие жидкостного трения на пояске зазора и смешанного режима трения на контактном пояске, на котором присутствуют как участки непосредственного контакта волокон набивки с опорным кольцом, так и участки жидкостного трения.

Потери на жидкостное трение пренебрежимо малы, поэтому их можно не учитывать. Мощность трения на участке непосредственного контакта оценим по осредненному контактному давлению (21) при постоянном коэффициенте трения f

$$N_c = f \bar{p}_c A_c \omega 0,5(r_s + r_2), \quad (22)$$

где A_c - площадь контактного пояска, ω - частота вращения вала.

Полученные аналитические зависимости дают качественное представление о том, что происходит на поверхности трения набивки, и позволяют более обоснованно подходить к разработке надежных и экономичных уплотнений.

Расчет распределения контактного давления методом конечных элементов

Как и в аналитическом расчете, набивка считается предварительно сжатым, линейно упругим телом. Усилие предварительного сжатия набивки упругими элементами уравнивается силой начального контактного давления $F_{10} = p_{c0} A_0$. Внешняя нагрузка $N = p_1 A_e$ (рис. 1), создаваемая уплотняемым давлением, уравнивается силами гидростатического p_s и контактного $\delta p_c = p_c - p_{c0}$ давлений. Сила гидростатического давления определяется формулой (17, 18)

аналитического расчета при условии, что из эксперимента известен расход или радиальная протяженность зазора $b_s = r_1 - r_s$.

Для определения контактных давлений решалась статическая задача гидроупругости. Стенки обоймы 1, в которой заложена набивка 2 (рис. 1), для обычной конструкции уплотнения считаются абсолютно жесткими, поэтому в граничных условиях нормальные к стенкам деформации набивки приняты равными нулю. Принимаются во внимание силы трения на боковых поверхностях, возникающие при осевых деформациях набивки.

Задача решалась методом конечных элементов путем последовательных приближений. Расчет распределения контактного давления ведется в автоматическом режиме. Процедура МКЭ обеспечивает быструю сходимость и обычно требует выполнения не более 10 итераций. Машинное время, необходимое для достижения желаемой точности, не превосходит одной минуты. В качестве базового использовался изопараметрический четырехугольный конечный элемент с узлами в вершинах и на гранях, с биквадратной аппроксимацией перемещений внутри элемента. Сечение набивки разбивалось на конечные элементы с топологически регулярной сеткой дискретизации. Конечно-элементная сетка содержит 400 элементов с 1281 узлом, что обуславливает достаточную точность определения контактных давлений. Поэтому сгущение сетки в зоне максимальных градиентов давлений не требуется.

Расчет проводится в следующем порядке:

- На кольцевой полоске b_s (рис. 1) прикладывается вычисленное по формуле (12) гидростатическое давление $p_s^{(1)}$; на кольцевой полоске b_c - гидростатическое давление, вычисленное по формуле (13). Протяженность зазора $b_s^{(1)}$ и контакта $b_c^{(1)}$ можно определить по формуле (15), если из эксперимента известны первоначальные параметры q_* , r_{s*} , p_{s0*} , $\delta\bar{p}_c^*$ для некоторого уплотняемого давления p_1 . Силы гидростатического $F_s^{(1)}$ и контактного $F_c^{(1)}$ давлений вычисляются по формулам (17-19). На первом шаге вычисляется первое приближение распределения контактного давления $p_c^{(1)}$ и безразмерной площади фактического контакта $\eta^{(1)}$.
- Проверяется условие равенства контактного давления $p_c^{(1)}$ на радиусе r_s предварительному давлению от пружин $p_{c0}^{(1)}$. Если $p_c^{(1)}(r_s) < p_{c0}^{(1)}$, то к набивке прикладывается новое давление $p_{c0}^{(2)}$, которое больше предыдущего. В результате увеличивается контактный пояс $b_c^{(2)}$. На втором шаге расчета находятся новые значения: силы $F_c^{(2)}$, распределения контактного давления $p_c^{(2)}$ и безразмерной площади

фактического контакта $\eta^{(2)}$.

Расчет заканчивается, когда невязка $p_{c0}^{(n)} - p_c^{(n)}(r_s) \leq 0,05 p_{c0}^{(n)}$. Для достижения такой точности требуется 3-4 последовательных приближения.

В качестве примера приведем результаты расчета торцового сальника с размерами $r_1 = 44,5$ мм, $r_2 = 35,5$ мм и с набивкой типа 608 фирмы Gambit сечением 10×10 мм. На рис. 3,4 показаны результаты расчета торцового сальника для значений коэффициента нагрузки $k = 0,8$, уплотняемого давления $p_1 = 1,2$ МПа, безразмерной площади фактического контакта $\eta_0 = 0,1$, приведенного модуля упругости набивки $E^* = 100$ МПа.

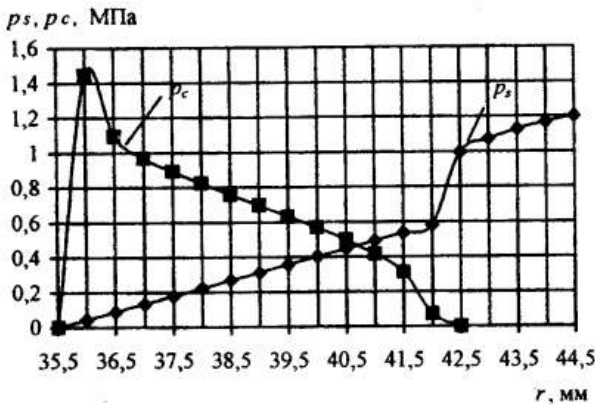


Рисунок 3 - Распределение гидростатического и контактного давлений по радиусу пары трения торцового сальника

Из результатов расчета видно (рис. 3), что контактные давления нарастают по мере приближения к выходу и на внутреннем радиусе достигают максимального значения 1,45 МПа. Величина зазора находится в пределах 2-3 мкм (рис. 4). Протечка, рассчитанная по формуле (11), составляет 380 мл/ч. Мощность трения, вычисленная с учетом изменения контактного давления по радиусу для частоты вращения ротора $\omega = 300$ с⁻¹ и коэффициента трения $f = 0,03$ равняется 400 Вт.

Результаты экспериментов с неподвижным валом [3] хорошо согласуются с численными экспериментами, которые показали, что при увеличении жесткости набивки (модуля упругости E^*) и коэффициента гидравлической нагрузки k , при постоянной проницаемости, пояска контакта увеличивается, что уменьшает протечку через уплотнение. Однако увеличение первоначальной проницаемости $k_1 H_0$, при постоянных других параметрах, повышает протечку при сокращении полоски зазора. Рост безразмерной площади фактического контакта η и снижение

проницаемости увеличивает протяженность зазора, уменьшает протечку и потери мощности на трение. Расчеты также показали, что коэффициент трения на боковых поверхностях, на дне обоймы и в паре трения незначительно сказывается на распределении контактного давления.

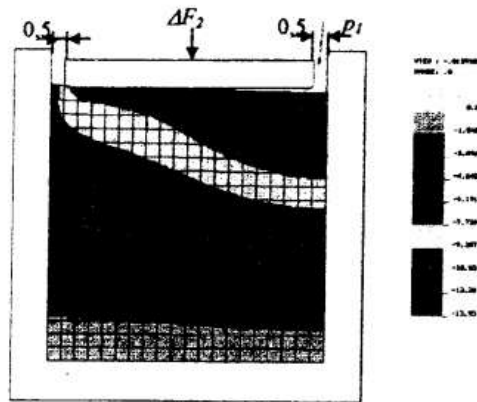


Рисунок 4 - Деформации набивки торцового сальника

Заклучение

Проведенный анализ показал, что механизм трения и герметизации определяется напряженно-деформированным состоянием набивки под действием гидростатического давления и внешней нагрузки, и зависит от проницаемости пористого слоя и площади пятен фактического контакта. Разработанная методика расчета позволяет определять усилия прижатия пружинами и коэффициенты нагрузки при допустимом уровне протечки для новых конструкций торцовых сальников.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Gaft J., Zahorulko A., Martsynkovskyy V., Shevchenko S. Face packing seals: new opportunities for pump rotor hermetic sealing. - Proc. XVI Int. Conf. "Fluid sealing. Successful sealing", Professional engineering publishing, Brugge, 2000. - P.335-349.
2. Гафт Я.З. Исследование рабочего процесса и разработка научных основ проектирования герметизаторов роторов насосов с вязко-упругой набивкой. Дисс. доктора техн. наук. Москва, 2000 г.
3. Загоруйко А.В. Дослідження процесів тертя та герметизації в чоловому сальнику // Машинознавство, 1999. - №8(26). - С.45-48.
4. Finch B. Interfiber stress and its transmission. // Textile Research J., 1951, v. 21, No 6, pp. 374-392.
5. Schallamach A. Friction and abrasion of rubber. // Wear, 1958, v. 1, pp. 384-417.