

ISSN 2500-316X (Online)

<https://doi.org/10.32362/2500-316X-2020-8-5-78-90>



УДК: 62-762.4; 303.094.7; 620.179.112

## Герметизация неподвижных соединений

А.П. Кушнир<sup>@</sup>,  
Ю.С. Асадова

МИРЭА – Российский технологический университет, Москва 119454, Россия  
<sup>@</sup>Автор для переписки, e-mail: [gurinmura@yandex.ru](mailto:gurinmura@yandex.ru)

Статья посвящена исследованию работы уплотнений неподвижных соединений. Рассмотрены механизмы возникновения утечки при разных значениях шероховатости и давления на поверхностях стыка с учетом реальной площади контакта. Проведена оценка деформаций и усилий в зоне контакта с учетом профиля поверхностей, предельных отклонений формы и расположения поверхностей, а также физико-механических свойств материалов герметизируемого стыка. Получены теоретические зависимости, позволяющие оценить герметичность неподвижного соединения в зависимости от основных параметров уплотнения – шероховатости и погрешностей изготовления, а также расположения поверхностей стыка, их физико-механических свойств, характеристик герметизируемой жидкости, в том числе, внешнего перепада давления, и номинального давления в стыке. Применен новый закон распределения плотности вероятности для более адекватного описания рассматриваемых граничных условий. Проведена вероятностная оценка площади контакта и величины сближения поверхностей уплотнения с учетом физико-механических свойств материала. Для оценки фактической площади контакта и величины относительного смещения поверхностей получены инженерные зависимости. Проведено моделирование процесса возникновения утечки в зависимости от указанных условий. Показано, что полная герметичность жестких стыков недостаточна даже при низкой шероховатости, обеспечиваемой финишными способами обработки, и отсутствии отклонений формы поверхностей стыка. Проведенное сравнение экспериментальных данных с полученными теоретическими результатами показало, что предложенные инженерные зависимости обеспечивают хорошее совпадение с опытными данными.

**Ключевые слова:** моделирование, герметичность, неподвижное соединение, утечка, шероховатость, давление.

**Для цитирования:** Кушнир А.П., Асадова Ю.С. Герметизация неподвижных соединений. *Российский технологический журнал*. 2020;8(5):78-90. <https://doi.org/10.32362/2500-316X-2020-8-5-78-90>

## The sealing of fixed joints

Alexander P. Kushnir<sup>@</sup>,  
Yulia S. Asadova

MIREA - Russian Technological University, Moscow 119454, Russia

<sup>@</sup>Corresponding author, e-mail: gurinmura@yandex.ru

The article is devoted to the study of the seals of fixed joints. The mechanisms of leakage occurrence at different values of roughness and pressure on the joint surfaces are considered taking into account the real contact area. The estimation of deformations and forces in the contact zone was carried out taking into account the profile of surfaces, limit deviations of shape and location of surfaces, as well as physical and mechanical properties of materials of the sealed joint. The obtained theoretical dependence allows to evaluate the tightness of the fixed connection depending on the main parameters of the seal roughness, manufacturing errors and the location of the interfaces, their physical and mechanical properties and characteristics of sealed liquid, including differential pressure and the nominal pressure in the joint. A new law of probability density distribution is proposed, which more adequately describes the considered boundary conditions of the experiment. Relations for the probabilistic evaluation of the contact area and surface deformations taking into account the characteristics of the material are obtained. Simple engineering relations for the estimation of probability of contact of the projections and offset surfaces for the two profiles are obtained. The simulation of the process of leakage depending on these conditions is carried out. It is shown that the complete tightness of rigid joints is insufficient even with low roughness provided by the finishing methods of processing and in the absence of deviations in the shape of the joint surfaces. The comparison of experimental data with the obtained theoretical results showed that the proposed engineering dependences provide a good match with the experimental data.

**Keywords:** modeling, tightness, fixed connection, leakage, roughness, pressure.

**For citation:** Kushnir A.P., Asadova Yu.S. The sealing of fixed joints. *Rossiiskii tekhnologicheskii zhurnal = Russian Technological Journal*. 2020;8(5):78-90 (in Russ.). <https://doi.org/10.32362/2500-316X-2020-8-5-78-90>

Проблема герметизации подвижных и неподвижных соединений деталей машин является крайне актуальной для всех отраслей техники, в которых присутствуют жидкие или газообразные фракции. Это и гидравлические машины, и подводные и надводные корабли, и химические и космические аппараты. Несмотря на общие задачи, только в недавнее время начала формироваться наука, изучающая механизмы возникновения и предотвращения утечек – герметология. Например, почти до конца XX века ученые и практики не могли объяснить механизм попадания загрязнений внутрь шпиндельного узла станка при отсутствии перепада давления на уплотнении, как в статике, так и в динамике [1, 2].

Исследованию процессов герметизации посвящено большое количество экспериментальных и теоретических работ, однако большинство из них связано с уплотнениями вращательного или поступательного движения [3–5]. При этом вопросы герметизации неподвижных соединений изучены недостаточно.

В качестве теоретической базы для описания рабочего процесса обычно принимают работы Дарси, Жуковского и других исследователей. Однако, в большей степени рассматриваемые проблемы относятся к теории фильтрации грунтовых вод, движению газа и нефти в пористой среде и т.п. [6].

Существенную роль в процессах герметизации уплотнений неподвижных соединений играет фактическая площадь контакта, которая существенно отличается от номинальной (до нескольких порядков) [7]. Трудности решения данной задачи определяются также наличием упругих и пластических деформаций, неравномерным распределением материала по высоте шероховатого слоя, температурой в зоне контакта и другими случайными факторами [8]. Этим объясняется тот факт, что наиболее часто в большинстве работ учитывают только наиболее высокие выступы, а не весь спектр профиля поверхности, что существенно снижает достоверность полученных результатов.

Для оценки степени герметичности применяют разные методики, например, метод электрогидравлической аналогии (ЭГДА) [9]. Однако данный метод не дает точной картины течения вследствие того, что в сечениях рассматриваются, как правило, осредненные скорости. В отличие от течения жидкости или газа в трубопроводе, ток принимают постоянным по всему сечению проводника, что может внести существенную погрешность вычислений. Метод ЭГДА не учитывает также местные потери, например, при переходе от меньшего сечения к большему, повороты трубопровода и т.п.

Для описания течения жидкой среды в неподвижном стыке воспользуемся теорией Козени-Кармана (*J. Kozeny, P.C. Carman*), согласно которой рассматриваемая среда имеет пористую структуру и представляет собой набор капиллярных трубок равной длины и произвольного сечения [10]. Такой метод позволяет провести аналитические исследования герметичности реальной герметичности устройства путем использования апробированных соотношений из механики жидкости. Так как скорости течения жидкости при фильтрации обычно невелики, следует предположить, что режим течения в стыке будет ламинарным. В этом случае для получения модели можно воспользоваться системой уравнений Навье – Стокса для вязких сред, зависимостями Бернулли или Дарси. Нетрудно показать, что для принятого набора капиллярных трубок и условий работы (пьезометрические высоты пренебрежимо малы по сравнению с пьезометрическим напором на уплотнении, местные потери на несколько порядков меньше потерь по длине) полученное решение не будет зависеть от первоначального выбора системы уравнений. Для принятых условий выражение для утечки (в системе СИ) можно представить (без учета эффектов облитерации, поверхностного натяжения и упругопластических свойств жидкости) в следующем виде:

$$Q = \sum \frac{\pi d^4 \Delta p}{128 \rho \nu l} = \frac{\pi \Delta p}{128 \rho \nu l} \sum d^4, \quad (1)$$

где  $Q$  – величина утечки через уплотнение;  $\Delta p$  – перепад давления на уплотнении;  $\rho$  – плотность жидкости;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости;  $l$  – длина капиллярных трубок;  $d = 4F_K \cdot P_s^{-1}$  – гидравлический диаметр щелевого зазора;  $F_K$  – площадь капиллярной трубки;  $P_s$  – смоченный периметр.

Уравнение 1 может быть использовано для сечений произвольной формы (круглой, прямоугольной, овальной, треугольной и т.д.).

В рассматриваемом случае сечения стыкуемых поверхностей образуются как совокупность микронеровностей, которые могут быть описаны эквивалентным параметром шероховатости, называемым высотой неровностей профиля по десяти точкам  $R_z$ . В предположении, что микронеровности имеют треугольную форму, из уравнения (1), с учетом дополнительных отклонений зазора вследствие технологических погрешностей изготовления и расположения (монтажа) поверхностей, получаем выражение для оценки герметичности стыка:

$$Q = \frac{\pi \Delta p}{648 \rho \nu k L} \sum (R_z + h_r + h_s - \delta)^4, \quad (2)$$

где  $k$  – коэффициент извилистости;  $L$  – длина щели уплотнения;  $R_z$  – высота неровностей профиля по десяти точкам;  $h_r$  – технологическая погрешность изготовления поверхностей стыка;  $h_s$  – погрешность расположения поверхностей стыка;  $\delta$  – относительное смещение поверхностей под действием усилия сжатия.

Полученное уравнение показывает, что величина утечки пропорциональна приложенному к уплотнению перепаду давления, обратно пропорциональна вязкости жидкости, а также длине и извилистости щели уплотнения. При этом герметичность уплотнения существенно зависит от шероховатости и погрешности поверхностей, а также от их смещения под действием силы сжатия, приложенной к контактирующей паре.

Так как в общем виде задача не имеет решения, для оценки величины смещения поверхностей контакта необходимо сделать ряд дополнительных допущений. Примем, что отклонения сопрягаемых профилей относительно базовой линии  $BL$  как в направлении выступов  $y_b$ , так и в направлении впадин  $y_n$  близко к нормальному закону распределения (рис. 1).

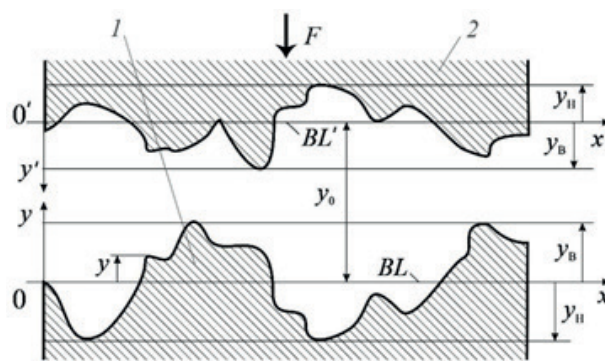


Рис. 1. Профили поверхностей уплотнения.

Применительно к поверхностям 1, 2 для нормального закона распределения будут справедливы следующие выражения, описывающие распределение плотностей вероятности:

$$f_1(z) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-z^2/(2\sigma^2)}; \quad f_2(z) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-(z-z_0)^2/(2\sigma^2)}, \quad (3)$$

где  $f_1(z), f_2(z)$  – плотности распределения вероятности для первой и второй поверхностей, соответственно;  $\sigma$  – средняя квадратическая ошибка;  $z = y/y_{\max}$  – относительное отклонение профиля;  $y$  – текущее отклонение профиля относительно базовой линии;  $y_{\max}$  – максимальные значения отклонения профиля относительно базовой линии;  $z_0 = y_0/y_{\max}$  – относительное расстояние между базовыми линиями двух поверхностей;  $y_0$  – расстояние между базовыми линиями двух поверхностей.

Для оценки деформаций и усилий в зоне контакта воспользуемся соотношениями [11]. В качестве допущения примем, что контакт осуществляется по полусферическим поверхностям радиуса  $R$

$$p_{\text{cp}} = \frac{2}{3} p_0 = \frac{2}{3} \left( \frac{6FE^2}{\pi^3 R^2} \right)^{\frac{1}{3}}; \delta = y_{\max} \cdot (2 - z_0) = \left( \frac{9F^2}{16RE^2} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (4)$$

где  $p_{\text{cp}}$  – среднее давление на площадке контакта;  $p_0$  – давление в центре площадки контакта;  $F$  – сила сжатия, приложенная к контактирующей паре;  $E$  – приведенный модуль упругости материала уплотнения;  $R$  – приведенный радиус,  $\delta$  – суммарное сближение поверхностей.

Так как деформации и усилия в зоне контакта могут быть весьма велики, необходимо оценить условия прочности. Опасные напряжения возникают как на поверхности, так и внутри материала. Расчетные напряжения для этих случаев [11]

$$\sigma_{p1} = 0.2p_0; \sigma_{p2} = 0.6p_0, \quad (5)$$

где  $\sigma_{p1}$  – расчетные напряжения в опасной точке на поверхности контактирующих материалов;  $\sigma_{p2}$  – расчетные напряжения в опасной точке внутри материала.

Из выражений (5) следует, что более опасными являются напряжения не на поверхности, а внутри материала. Очевидно, что средние ( $p_{\text{cp}}$ ) и максимальные давления (давления в центре площадки  $p_0$ ) на разных площадках контакта будут неодинаковыми. При этом по мере сближения полусфер контактные давления (средние и максимальные) будут возрастать. Предельным случаем будет максимальное давление, соответствующее пределу текучести материала. С учетом связи опасных напряжений в материале контактирующих полусфер с величиной максимального давления на площадке контакта  $\sigma_p = 0.6p_0$ , получаем выражение для предельного случая  $\sigma_T = 0.6p_{0\max}$  откуда следует

$$p_{0\max} = \sigma_T / 0.6. \quad (6)$$

Таким образом, область изменения давлений в центре площадки контакта ограничена нижним и верхним пределами. Нижний предел – нулевое давление (так как отрицательные давления при сжатии материала отсутствуют). Верхний предел, как следует из выражения (6), обусловлен пределом текучести материала и также является конечной величиной.

В отличие от распределения величины зазора в уплотнении, давления на площадках контакта имеют, таким образом, четкие границы (нижний и верхний пределы), что обуславливает применение закона равномерного, а не нормального распределения. Плот-

ность распределения вероятности давлений в центре площадки (с учетом нормирования) в этом случае описывается, как

$$\begin{cases} \varphi(p_0) = 0, \text{ при } p_0 < 0; \\ \varphi(p_0) = 1/p_{0\max}, \text{ при } 0 < p_0 < p_{0\max}; \\ \varphi(p_0) = 0, \text{ при } p_0 > p_{0\max}, \end{cases} \quad (7)$$

где  $\varphi(p_0)$  – плотность распределения вероятностей изменения давления в центре площадок контакта.

Совместное решение уравнений (4), и (7) позволяет получить зависимость давления в центре площадки контакта от величины сближения поверхностей

$$p_0 = \frac{2E}{\pi} \sqrt{\frac{\delta}{R}} \text{ при } p_0 < \sigma_T/0.6; \quad (8)$$

$$p_0 = \sigma_T/0.6 \text{ при } \frac{2E}{\pi} \sqrt{\frac{\delta}{R}} > p_{0\max}.$$

Математическое ожидание давления в центре по всем площадкам контакта с учетом (8):

$$\langle p_0 \rangle = \int_0^{p_{0\max}} p_0 \varphi(p_0) dp_0 = \int_0^{p_{0\max}} \frac{p_0}{p_{0\max}} dp_0 = \frac{p_0^2}{2p_{0\max}} \Big|_0^{p_{0\max}} = \frac{p_{0\max}}{2},$$

откуда получаем приближенное соотношение

$$\langle p_0 \rangle = \frac{\sigma_T}{0.6 \cdot 2} \approx 0.8\sigma_T, \quad (9)$$

где  $\langle p_0 \rangle$  – математическое ожидание давления в центре по всем площадкам контакта.

Приближенное выражение для ожидаемого среднего давления на всех площадках контакта следует из (4) и (9)

$$\langle p_{cp} \rangle = \frac{2}{3} \langle p_0 \rangle = \frac{2}{3} \cdot \frac{\sigma_T}{0.6 \cdot 0.2} \approx 0.5\sigma_T. \quad (10)$$

Зная среднее значение давления на площадках контакта, можно найти выражение для суммарной силы, приложенной ко всем поверхностям

$$F = p_n S_n = \langle p_{cp} \rangle S_k = 0.5\sigma_T P_k S_n, \quad (11)$$

где  $p_n$  – номинальное давление;  $S_n$  – номинальная площадь поверхности;  $S_k$  – проекция суммарной площади контакта;  $P_k$  – вероятность контакта поверхностей рассматриваемых профилей.

Вероятность контакта поверхностей рассматриваемых профилей определим на основе вероятностей выхода профилей за общую границу по теореме о независимых событиях:

$$P_K = P_1 P_2,$$

где  $P_1, P_2$  – вероятность выхода выступов профиля за установленную границу для первой и второй поверхностей, соответственно.

Пусть поверхности прижимаются друг к другу под действием приложенной к образцам силы, действующей на номинальную площадь. В этом случае из выражения (11) следует

$$p_H = 0.5\sigma_T P_K. \quad (12)$$

Полученное выражение (12) позволяет рассчитать связь силовых факторов и деформаций контактирующих поверхностей.

Найдем площадь соприкосновения поверхностей для случая первоначального контакта, когда поверхности соприкасаются по верхним границам выступов, то есть при условии

$$y_0 = 2y_{\max} \quad \text{или} \quad z_0 = y_0 / y_{\max} = 2.$$

Вероятность выхода выступов профиля за установленную границу  $z_0/2$  (то есть выполнение условия для обеих поверхностей одинаково и может быть рассчитана путем интегрирования выражений (3) в пределах от верхней границы до бесконечности, либо по табличным значениям интеграла вероятности

$$\Phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-\tau^2/2} d\tau = 0.5P(|z| < t\sigma), \quad (13)$$

где  $P(z)$  – вероятность выхода выступов профиля за установленную границу;  $t = z/\sigma$ .

Заданной границе с 98%-ой доверительной вероятностью соответствует табличное значение аргумента интеграла вероятности  $t = 2.327$ . Для границы участка  $z = 1$  значение средней квадратической ошибки будет составлять  $\sigma = 1/t = 1/2.327 = 0.4297$ .

Таким образом, получаем:

$$P_1 = P_2 = \Phi(t \rightarrow \infty) = \Phi(t = 2.327) = 0.5 - 0.49 = 0.01.$$

Данное выражение показывает, что при нормальном законе распределения погрешности 1.0% выступов профиля поверхности могут иметь высоту, превышающую максимальное значение  $y_{\max}$

Вероятность контакта поверхностей рассматриваемых профилей определим на основе вероятностей выхода профилей за общую границу по теореме о независимых событиях:

$$P_K = P_1 P_2 = 0.01 \cdot 0.01 = 10^{-4}.$$

Таким образом, площадь первоначального контакта двух поверхностей, расположенных друг относительно друга на расстоянии максимальных выступов, ожидается на уровне 10<sup>-20</sup>% от полной проекции площади поверхности. Это приводит к тому, что рас-

четная величина давления на поверхностях, выполненных, например, из Стали 50С2 (для которой предел текучести  $\sigma_T = 1200$  МПа), должна равняться

$$p_H = 0.5\sigma_T P_K = 0.5 \cdot 1200 \cdot 10^6 \cdot 10^{-4} = 6 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Для этих начальных условий силы, приложенные к герметизируемым поверхностям (имеющим номинальную площадь поверхности контакта  $S_H = 0.1 \text{ м}^2$ ) теоретически могут быть весьма существенными

$$F = p_H S_H = 6 \cdot 10^4 \cdot 0.1 = 6000 \text{ Н.}$$

Здесь наблюдается явное противоречие, так как при первоначальном соприкосновении поверхностей (при отсутствии сжимающих напряжений) сила в уплотнении должна быть равна нулю.

Это противоречие можно объяснить следующим образом.

Дело в том, что при нормальном законе распределения профиль всегда может иметь отклонение, большее чем  $y_{\max}$ . Это приводит к тому, что величина давления при начальных условиях контакта ( $z = 1$ ) теоретически больше нуля. Однако, при начальных условиях точка первоначального контакта всегда соответствует условию  $z = 1$ , при котором сила равна нулю, что также следует из выражений (4) и (7).

Для того чтобы устранить это противоречие, найдем новый закон распределения вероятности, лишенный этого недостатка. В качестве граничных условий рассмотрим следующие соотношения:

$$\psi(y = 0) = \psi_{\max}; \psi(|y| > y_{\max}) = 0.$$

Условие нормирования вероятности

$$P(|z| \leq 1) = 2\Phi(z) = 1.$$

Данным условиям соответствуют:

– плотность распределения

$$\psi(y) = \frac{15}{16y_{\max}^5} (y^2 - y_{\max}^2)^2; \quad (14)$$

– интеграл вероятности

$$\Phi(z) = \frac{15}{16} \left( \frac{1}{5} z^5 - \frac{2}{3} z^3 + z \right). \quad (15)$$

При относительном смещении поверхностей на величину  $\delta$  вероятность контакта участков поверхности рассчитывается как

$$P_K = P(z > z_0) = \int_{z_0}^1 \psi(z) dz = 0.5 - \Phi(z_0), \quad (16)$$

где  $z_0 = y_0 / y_{\max} = 1 - \delta / y_{\max}$ ,  $z = y / y_{\max}$ .



Таким образом, решая систему уравнений (12), (15) и (16), можно получить искомые величины площади контакта  $S_k$  и смещения поверхностей  $\delta$ . Для удобства вычислений в системе Matlab-Simulink разработана программа, позволяющая провести расчет при различных законах распределения плотности вероятностей.

Для расчета в качестве исходных данных возьмем данные из работы [7] (табл. 1).

**Таблица 1.** Исходные данные для расчета

Наименование	Обозначение	Величина
Номинальное давление, МПа	$p_n$	1
Номинальная площадь поверхностей, мм <sup>2</sup>	$S_n$	100
Высота выступов, мкм	$y_{\max}$	0.5
Материал образцов	марка стали	сталь

Так как марка стали в примере не указана, то рассмотрим два граничных варианта: Сталь 5 и Сталь 60. Для этих марок сталей при отсутствии дополнительной термообработки (заковки) пределы текучести материалов составляют  $\sigma_T = 270 \dots 350$  МПа [11].

Расчеты относительного сближения поверхностей для принятых марок стали применительно к нормальному закону распределения плотности вероятности показывают ошибку – расчетная величина начального сближения получается меньше нуля, что не соответствует условиям эксперимента, так как отрицательные значения сближения соответствуют гарантированному зазору между поверхностями. В рассматриваемых же условиях при отсутствии нагрузки имеет место первоначальный контакт поверхностей, то есть величина первоначального сближения всегда равна нулю.

В предлагаемой методике данное противоречие отсутствует.

Расчет с использованием распределения (14, 15), близкого к нормальному, дает для Сталей 5 ... 60 следующие значения (табл. 2).

**Таблица 2.** Результаты сравнительного расчета

Наименование	Обозначение	Расчет по методике [7]	Расчет по предлагаемой методике	
			Сталь 5	Сталь 60
Величина сближения поверхностей, мкм	$\delta$	0.177	0.190	0.170
Вероятность контакта	$P_k$	–	0.0074	0.0054
Площадь контакта, мм <sup>2</sup>	$S_k$	0.079	0.740	0.540

Из табл. 2 следует, что расчеты величин сближения поверхностей по обеим методикам дают близкие результаты. Однако площадь фактического контакта, рассчитанная по методике, описанной в работе [7], оказывается меньше в 7–9 раз.

Оценим достоверность полученных расчетных данных. По величине номинального давления в уплотнении рассчитаем среднее давление на площадках контакта. Применительно к расчетным данным, полученным по методике Н.Б. Демкина [7], имеем:

$$p_k = p_n S_n / S_k = 1 \cdot 100 / 0.079 = 1266 \text{ МПа.}$$

Как показывает анализ, данное расчетное значение выше предела прочности марок сталей Сталь 5 ... 60, что физически невозможно.

Расчетные значения, определенные по предлагаемой методике, составляют

$$p_K = p_n S_n / S_K = 1 \cdot 100 / 0.740 \dots 1 \cdot 100 / 0.540 = 135.1 \dots 185.2 \text{ МПа},$$

что вполне возможно, так как давление находится в допустимых пределах и не превышает предела прочности рассматриваемых материалов.

Для упрощенных расчетов можно принять гипотезу о равномерном распределении плотности вероятности. В этом случае, с учетом условия нормирования вероятности, следует

$$\psi(y) = \frac{1}{2y_{\max}} \quad \text{при } |y| < y_{\max}, \quad (17)$$

$$\psi(y) = 0 \quad \text{при } |y| > y_{\max}.$$

Примем в качестве параметра стандартное выражение для высоты неровностей профиля по десяти точкам

$$R_z = \left( \sum y_v + \sum y_n \right) / 5 = 2y_{\max}. \quad (18)$$

С учетом уравнений (15), (17), (18) получаем простое инженерное выражение для оценки величины относительного сближения поверхностей уплотнения

$$\delta = R_z \sqrt{\frac{8p_n}{\sigma_T}}, \quad (19)$$

где  $p_n = F/S_n$  – величина номинального давления, Па.

Сопоставим полученный результат с известными данными. Теоретическая зависимость (19) хорошо соотносится с опытными данными [12], согласно которым смещение поверхностей контакта рассчитывается по формуле

$$\delta = c \sqrt{p_n}, \quad (20)$$

где  $\delta$  – величина относительного сближения поверхностей, мкм,  $c$  – поправочный коэффициент, зависящий от единиц измерения и способа обработки.

Так, для шлифованных поверхностей

$$c = 0.15-0.2 \text{ – при } [p_n] = \text{кгс/см}^2; \quad c = (0.47-0.63) \cdot 10^{-3} \text{ – при } [p_n] = \text{Па}.$$

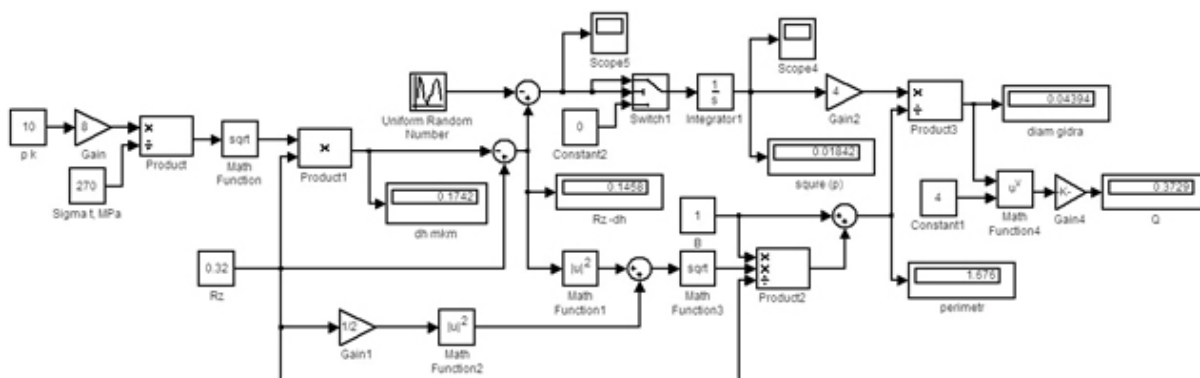
Рассчитаем величины относительного сближения поверхностей уплотнения по двум зависимостям (19), и (20) для шлифованных поверхностей (параметр шероховатости  $R_z = 6.3$  мкм) стальных (Сталь 40ХНВ,  $\sigma_T = 1720$  МПа) закаленных деталей (табл. 3).

Результаты расчета, как следует из табл. 3, показали хорошую сходимость опытных данных и предложенной зависимости инженерных характеристик.

**Таблица 3.** Относительное смещение поверхностей в зависимости от номинальных давлений в зоне контакта

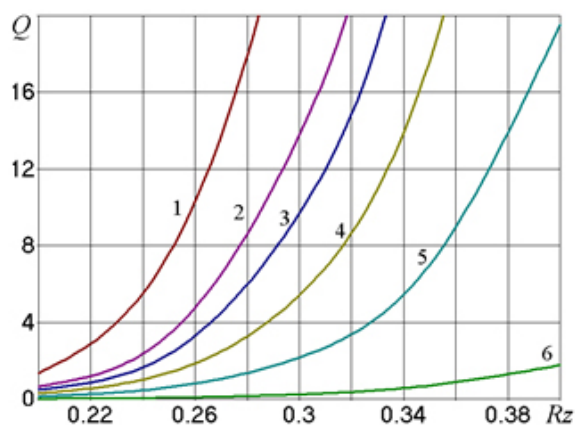
$p_k$ , даН/см <sup>2</sup>	0.1	0.5	1	5	10
$\delta$ , мкм, (опытные данные)	0.05–0.06	0.11–0.14	0.15–0.2	0.34–0.45	0.47–0.63
$\delta$ , мкм, (расчетные данные)	0.055	0.124	0.175	0.391	0.553

Проведение расчетов осложняется случайным характером изменения величины зазора в уплотнении (шероховатости поверхностей), поэтому для получения частных решений в системе Matlab-Simulink была разработана имитационная модель уплотнения (рис. 2).

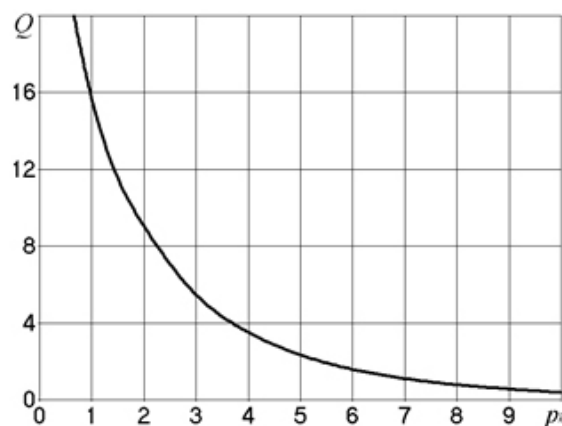


**Рис. 2.** Модель герметичности неподвижного соединения.

Особенностью модели является использование генератора случайных чисел, имитирующего вариацию значений параметра шероховатости поверхности. Результаты моделирования (без учета погрешностей изготовления и расположения поверхностей стыка) представлены на рис. 3 и 4.



**Рис. 3.** Утечка  $Q$  (мл/с) через уплотнение в зависимости от шероховатости поверхностей  $R_z$  (мкм).



**Рис. 4.** Утечка  $Q$  (мл/с) через уплотнение в зависимости от контактного давления  $p_k$  (МПа).

Графики зависимости, представленные на рис. 3, построены при нескольких значениях контактного давления  $p_k$  в стыке (таблица 4), а на рис. 4 показана кривая зависимости от контактного давления для значения шероховатости  $R_z = 0.32$  мкм.

**Таблица 4.** Расчетные значения контактного давления

Позиция	1	2	3	4	5	6
Давление, МПа	0	0.5	1	2	4	10

Исходя из полученных результатов, следует, что даже при низкой шероховатости обработанных поверхностей неподвижное соединение не может обеспечить высокую герметичность. Следовательно, для герметизации разъемных неподвижных соединений можно рекомендовать, кроме нагружения поверхностей стыка и точной пригонки контактирующих поверхностей уплотнения, обеспечивающих минимальные зазоры в соединении, использовать электромагнитные поля, взаимодействующие со средами в зазорах уплотнения, генерировать инерционные и вихревые поля для повышения герметичности стыка, создавать гидравлические затворы с избыточным давлением, использовать эффект сорбции (для поглощения жидкости/газа уплотняемой средой), применять дренажные системы внутри уплотнения для отвода утечек.

### Выводы

1. Получены теоретические зависимости, позволяющие оценить герметичность неподвижного соединения в зависимости от основных параметров уплотнения – шероховатости и погрешностей изготовления и расположения поверхностей стыка, их физико-механических свойств, характеристик герметизируемой жидкости, в том числе перепада давления, а также номинального давления в стыке.
2. На герметичность уплотнения существенное значение влияют шероховатости, погрешности изготовления и расположения поверхностей стыка, а также величина смещения, создаваемая за счет номинального давления в стыке.
3. Разработана методика оценки площади контакта и величины относительного смещения поверхностей с учетом характеристик материала.
4. Предложенные зависимости инженерных характеристик обеспечивают хорошее совпадение (корреляцию) с опытными данными.

### Литература:

1. Кушнир А.П. Исследование динамических процессов в уплотнительных устройствах мехатронных шпиндельных узлов. *Мехатроника, Автоматизация, Управление*. 2012;5:64-68.
2. Кушнир А.П. Моделирование течения вокруг вращающегося диска. *Трение и смазка в машинах и механизмах*. 2010;7:3-8.
3. Захаров Б.С. Новые типы уплотнений гидравлических машин. Серия Современные нефтегазовые технологии. Москва-Ижевск: Издательство «ИКИ», 2017. 112 с. ISBN 978-5-4344-0438-9
4. Новиков Д.К., Фалалеев С.В. Опоры и уплотнения авиационных двигателей и энергетических установок: электрон. учебное пособие. Самара: Изд-во Самарского гос. аэрокосмического ун-та, 2011. 122 с.
5. Мельник В.А. Торцовые уплотнения валов. М.: Машиностроение, 2008. 320 с. ISBN 978-5-217-03383-6
6. Jiao J., Post V. Coastal Hydrogeology. Cambridge University Press, 2019. 426 p. <https://doi.org/10.1017/9781139344142>
7. Чичинадзе А.В., Берлинер Э.М., Браун Э.Д. Трение, износ и смазка, под общ. ред. А.В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003. 575 с. ISBN 521703193X
8. Албагачиев А.Ю., Кушнир А.П. Теоретическая оценка податливости контакта реальных поверхностей. *Тяжелое машиностроение*. 2010;12:32-33.

9. Макаров В.А., Асадова Ю.С., Тютяев Р.Е. Определение параметров течения газов в дефектах изделий методом электрогидравлической аналогии. В сб.: Научные труды IV Междунар. науч. конф. «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении». Москва, 24-25 ноября 2015. М.: Изд. Дом «Спектр», 2015. С. 151-155.
10. Леонтьев Н.Е. Основы теории фильтрации: учебное пособие. 2-е изд. М.: МАКС Пресс, 2017. 88 с.
11. Беляев Н.М. Сопротивление материалов: учебное пособие. Изд. 15-е. М.: Альянс, 2014. 607 с. ISBN 978-5-91872-043-1
12. Детали и механизмы металлорежущих станков: в 2-х т., под ред. Д.Н. Решетова. Т. 1. М.: Машиностроение, 1975. 663 с.

### References:

1. Kushnir A.P. Research of Self-Oscillatory Processes in Sealing Devices of Mechatronic Spindles. *Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie = Mechatronics, Automation, Control*. 2012; 5:64-68 (in Russ.).
2. Kushnir A.P. Simulation of flow around a rotating free disk. *Trenie i smazka v mashinax i mexanizmax = Friction & lubrication in machines and mechanisms*. 2010;7:3-8 (in Russ.).
3. Zakharov B.S. *Novye tipy uplotnenii gidravlicheskih mashin. Seriya Sovremennye neftegazovye tekhnologii* (New types of seals hydraulic machines. A series of modern oil and gas technology. Moscow-Izhevsk: IKI Publishing House; 2017. 112 p. (in Russ.). ISBN 978-5-4344-0438-9
4. Novikov D.K., Falaleev S.V. *Opory i uplotneniya aviatsionnykh dvigatelei i energeticheskikh ustanovok [elektronik resurs]: elektron. uchebnoe posobie* (Supports and seals of aircraft engines and power plants). Samara: Publishing House of Samara State Aerospace University; 2011. 122 p. (in Russ.).
5. Mel'nik V.A. *Tortsovye uplotneniya valov* (Face seals shaft). Moscow: Mashinostroenie; 2008. 320 p. (in Russ.). ISBN 978-5-217-03383-6
6. Jiao J., Post V. *Coastal Hydrogeology*. Cambridge University Press; 2019. 426 p. <https://doi.org/10.1017/9781139344142>
7. Chichinadze A.V., Berliner E.M., Brown E.D. *Trenie, iznos i smazka* (Friction, wear and lubrication); A.V. Chichinadze (Ed.). Moscow: Mashinostroenie; 2003. 575 p. (in Russ.). ISBN 521703193X
8. Albagachiev A.Yu., Kushnir A.P. Theoretical research of real surfaces contact. *Tyazheloe mashinostroenie = Russ. J. Heavy Machinery*. 2010;12:32-33 (in Russ.).
9. Makarov V.A., Asadova Yu.S., Tyutyayev R.E. Determination of the parameters of the flow of gases in defects products using electro-hydraulic analogy In: Proc. 4th International scientific conference «Fundamental research and innovative engineering technologies». Moscow, 24–25 November 2015. Moscow: Spektr Publishing House; 2015. P. 151-155 (in Russ.).
10. Leont'ev N.E. *Osnovy teorii fil'tratsii: uchebnoe posobie* (Fundamentals of Filtration Theory). 2nd ed. Moscow: MAX Press; 2017. 88 p. (in Russ.).
11. Belyaev N.M. *Soprotivlenie materialov: uchebnoe posobie* (Resistance of materials). Ed. 15th. Moscow: Al'yans; 2014. 607 p. (in Russ.). ISBN 978-5-91872-043-1
12. *Detali i mekhanizmy metallorazhushchikh stankov* (Details and mechanisms of machine tools): in 2 v., D.N. Reshetov (Ed.). V. 1. Moscow: Mashinostroenie; 1975. 663 p. (in Russ.).

### Об авторах:

**Кушнир Александр Петрович**, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры промышленной информатики Института информационных технологий ФГБОУ ВО «МИРЭА – Российский технологический университет» (119454, Россия, Москва, пр-т Вернадского, д. 78).

**Асадова Юлия Сергеевна**, старший преподаватель кафедры промышленной информатики Института информационных технологий ФГБОУ ВО «МИРЭА – Российский технологический университет» (119454, Россия, Москва, пр-т Вернадского, д. 78).

### About the authors:

**Alexander P. Kushnir**, Cand. Sci. (Engineering), Associate Professor, Department of Industrial Informatics of the Institute of Information Technologies, MIREA – Russian Technological University (78, Vernadskogo pr., Moscow 119454, Russia).

**Yulia S. Asadova**, Senior Lecturer, Department of Industrial Informatics of the Institute of Information Technologies, MIREA – Russian Technological University (78, Vernadskogo pr., Moscow 119454, Russia).

Поступила: 28.12.2019; получена после доработки: 07.06.2020; принята к опубликованию: 25.06.2020.