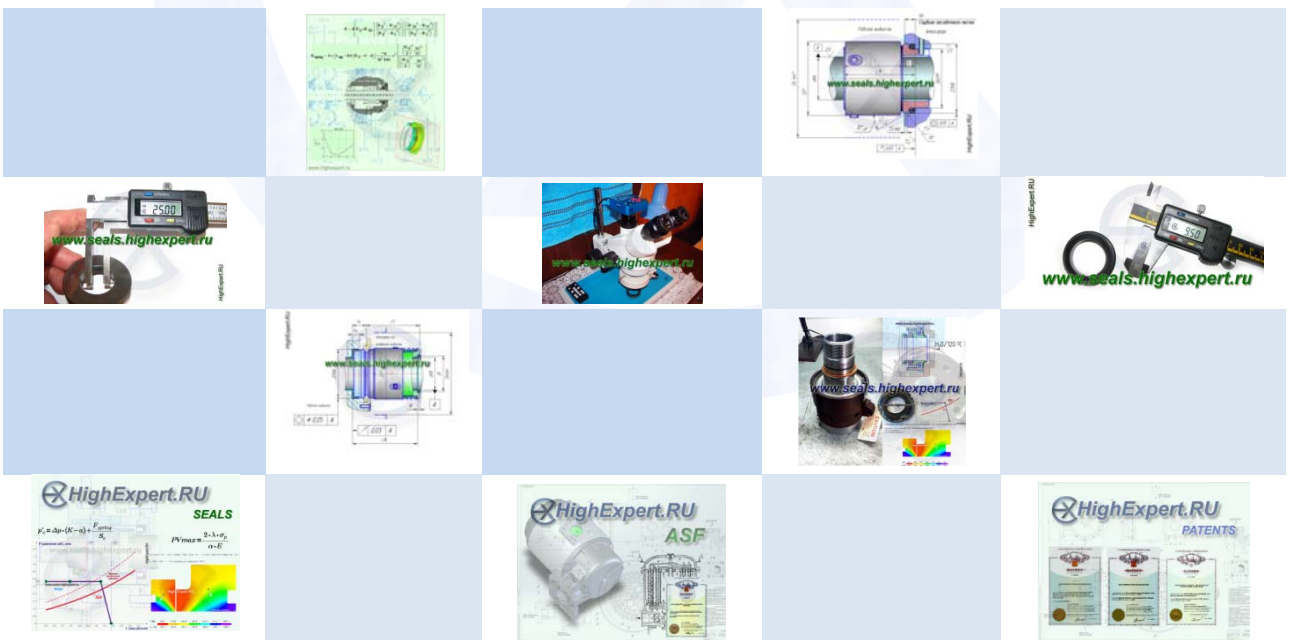




**Особенности практического применения методик расчёта
распределения давления рабочей жидкости в зазоре
колец пары трения торцового уплотнения
с микроканавками**



Содержание

Содержание	2
Реферат	3
Актуальность.....	4
Введение	4
Постановка задачи	5
Особенности методик расчёта	7
Количество разбиений в сетке и количество итераций	8
Результаты компьютерного моделирования	10
Поиск рациональной плотности узлов	10
Анализ результатов поиска рациональной плотности узлов	14
Сравнение результатов двух расчётных схем	15
Повышение эффективности методик расчёта	16
Расчёт минимального зазора в паре трения	17
Выводы.....	20
Литература.....	21

Особенности практического применения методик расчёта распределения давления рабочей жидкости в зазоре колец пары трения торцового уплотнения с микроканавками

Реферат

Настоящая публикация подготовлена в процессе разработки методики расчёта обыкновенного [торцового уплотнения вала](#) с микроканавками и применением [современного бессеточного метода на основе радиальных базисных функций для численного решения уравнения Рейнольдса](#), является продолжением [предварительной экспертизы статьи "МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С МИКРОКАНАВКАМИ"](#)¹. Показаны особенности практического применения методик расчета распределения давления рабочей жидкости в зазоре пары трения торцового уплотнения с микроканавками, основанных на сеточном методе конечных объёмов с равномерно расположенными узлами в полярных координатах. Приводятся результаты компьютерного моделирования распределения давления рабочей жидкости в зазоре пары трения, полученные с использованием системы Mathcad, для уплотнения с прямоугольными микроканавками и эквивалентными им по площади микроканавками в виде усечённых секторов. Предоставлены рекомендации для выбора количества разбиений сетки в радиальном и окружном направлениях на основе критерия плотности узлов в расчётной области и необходимого количества итераций, обеспечивающие получение численного решения с необходимой для инженерной практики точностью.

Ключевые слова: методика расчёта, метод конечных объёмов, торцовое уплотнение, микроканавки, уравнение Рейнольдса, Mathcad.

¹ https://www.highexpert.ru/publications/ms_sqg_article_expertise.html

Актуальность²

Проектирование новых и совершенствование существующих торцовых уплотнений с повышением критерия PV [1,2] связано с комплексом мероприятий и может приводить к изменению конструкции всей уплотнительной системы. Это затратные по времени и ресурсам работы могут быть не достаточны для достижения требуемых техническим заданием показателей высокой надежности и долговечности уплотнительного узла без применения специальных новых технологий, например, связанных с созданием текстурированных рабочих торцовых поверхностей колец пары трения с использованием микроканалов особой формы. Применение микроканалов может обеспечить более благоприятное охлаждение колец пары трения [3], а также изменение режима трения уплотнения с граничного или смешанного на жидкостной (бесконтактный гидродинамический) с минимальным износом рабочих торцовых поверхностей этих колец.

С развитием компьютерной техники и совершенствованием численных методов расчёта торцовых уплотнений, а также внедрением специальных промышленных технологий, это направление исследований считается перспективным. У инженеров-исследователей и инженеров-проектировщиков (конструкторов) появляется интерес к разработке и совершенствованию методик расчёта торцовых уплотнений [4]. Эти методики расчётов и созданные на их основе инструменты для компьютерного моделирования в последующем могут применяться в инженерной практике.

Введение

В статье [5] приведена методика расчёта торцового гидродинамического уплотнения с микроканавками, а также анализ влияния сил инерции на характеристики уплотнения. На основе ранее разработанной методики расчёта обыкновенного торцового уплотнения вала [3] с применением конечных разностей для аппроксимации производных каждого контрольного объёма для численного решения уравнений Рейнольдса в работе [5] предлагается усовершенствованная методика, учитывающая влияние сил инерции.

В публикациях [3, 5] расчётная область колец пары трения обыкновенного торцового уплотнения разбивается равномерной сеткой (сеточный метод) с равноотстоящими узлами и имеет второй порядок точности. Поэтому для

² https://www.highexpert.ru/publications/ms_sqg_article_expertise.html

получения численного решения с приемлемой для инженерной практики точности требуется значительное количество расчётных узлов (от нескольких тысяч до нескольких десятков тысяч). Расположение каждого конечного объёма определяются полярными координатами в радиальном и окружном направлениях, причём для каждого такого конечного объёма характерна своя высота зазора, либо высота зазора рассчитывается по двум соседним узлам [3].

Результаты предварительной экспертизы статьи [5] доступны для широкой аудитории на нашем персональном сайте в сети Интернет [6].

Статья [5] является основой квалификационной научно-исследовательской работы (НИР) – диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук. Общая характеристика этой НИР, её содержание и ключевые тезисы опубликованы в автореферате [7].

Постановка задачи

Задачей настоящего исследования является определение особенностей практического применения вышеупомянутых методик расчёта распределения давления рабочей жидкости в зазоре пары трения торцового уплотнения с прямоугольными микроканавками и с эквивалентными им по площади микроканавками в виде усечённых секторов.

Первая расчетная схема для торцового уплотнения с прямоугольными микроканавками приведена на рисунке 1.

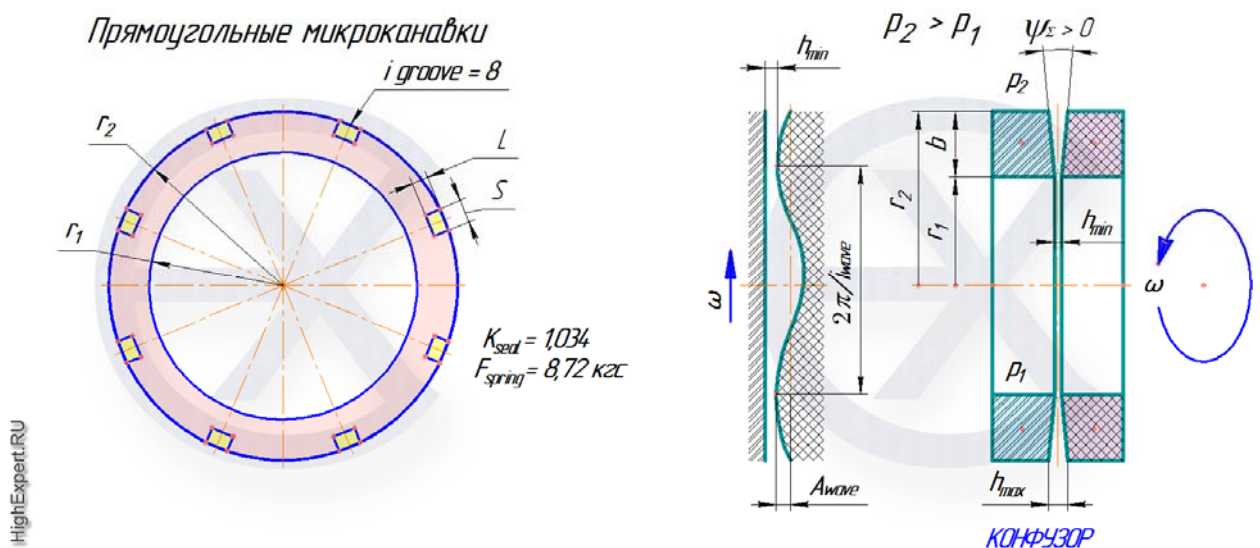


Рис. 1. Расчётная схема для торцового уплотнения с прямоугольными микроканавками.

Геометрические размеры колец пары трения торцового уплотнения типа HN 406 [5, 6, 8]: внутренний радиус $r_1 = 16.7$ мм, наружный радиус $r_2 = 21.75$ мм, прямоугольная микроканавка с шириной $S = 3$ мм, высотой $L = 2$ мм и постоянной глубиной $h_{groove} = 6$ мкм, количество микроканавок $i_{groove} = 8$ штук.

Конструктивные параметры торцового уплотнения типа HN 406 [6]: коэффициент гидравлической нагрузки $K_{Seal} = 1.034$, рабочее (установочное) усилие пружины сжатия $F_{spring} = 85.54$ Н (8.72 кгс).

Давление атмосферы (воздух) $p_1 = 0.101$ МПа (1.026 кгс/см²), давление рабочей жидкости (воды) $p_2 = 0.501$ МПа (5.103 кгс/см²), перепад давления $\Delta p = p_2 - p_1 = 0.4$ МПа (4.077 кгс/см²), скорость вращения вала $n = 955$ мин⁻¹ (угловая скорость вращения вала $\omega = 100$ с⁻¹) [5, 6].

Замыкающее усилие на торцовом уплотнении от воздействия перепада давления рабочей жидкости $\Delta p = 0.4$ МПа (4.077 кгс/см²) и пружины сжатия $F_{spring} = 85.54$ Н (8.72 кгс): $W_{closing} = 337.92$ Н (34.44 кгс/см²).

Параметры рабочей жидкости (воды) при температуре +20°C в зазоре пары трения: $\rho = 1000$ кг/м³, $\mu = 0.001$ Па·с – плотность и динамическая вязкость воды, принимаемые постоянными [5, 6], давление насыщенных паров воды [9] (кавитация с разрывом смазочного слоя) $p_{cavitation} = 0.002354$ МПа (0.024 кгс/см²).

Вторая расчетная схема торцового уплотнения с микроканавками, эквивалентными по площади прямоугольным микроканавкам, в форме усечённых секторов, приведена на рисунке 2.

Эквивалентные прямоугольным микроканавки в виде усечённых секторов

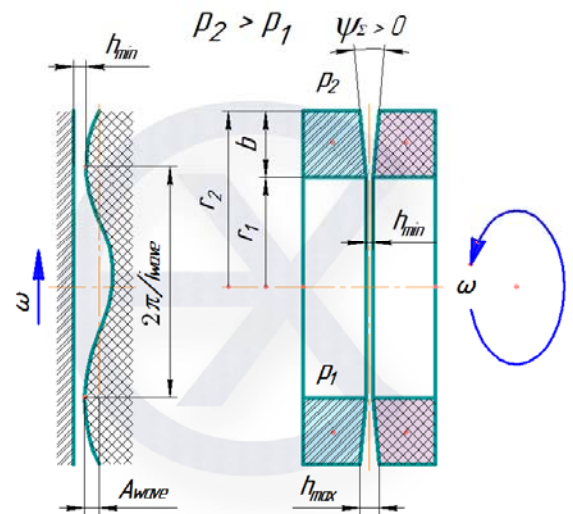
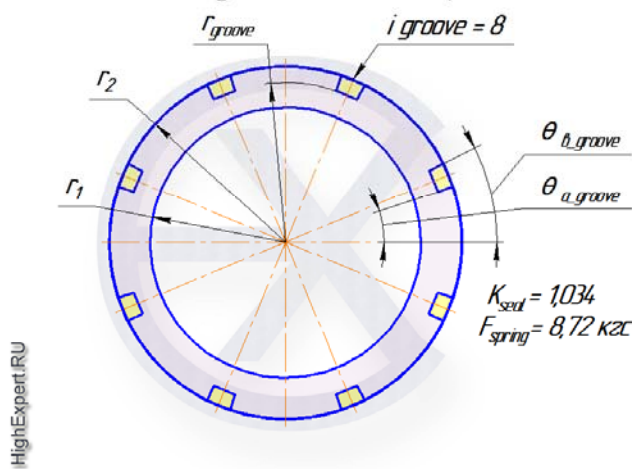


Рис. 2. Расчётная схема торцового уплотнения с эквивалентными прямоугольным микроканавками в виде усечённых секторов.

Геометрические размеры эквивалентных микроканалов: внутренний радиус $r_{groove} = 19.75$ мм, начальный угол $\theta_{a_groove} = 18.4$ градусов, конечный угол $\theta_{b_groove} = 26.6$ градусов - рассчитаны из условий равенства площадей рассматриваемых в настоящем исследовании микроканалов, с учётом округления размеров до значений [и с учётом разбиений в радиальном и окружной направлениях], необходимых для выполнения условия [11] - попадания границ равномерной сетки на границы эквивалентной микроканавки; глубина микроканалов $h_{groove} = 6$ мкм, количество микроканалов $i_{groove} = 8$ штук.

Для торцового уплотнения с плоскопараллельным зазором [5,6] для обеих расчётных схем: амплитуда волнистости $A_{wave} = 0$, количество волн $i_{wave} = 0$ и угол конусности $\psi_{\Sigma} = 0$.

Особенности методик расчёта

В автореферате [7] указана цель НИР: *“повышение достоверности расчётов, снижение сроков и затрат на проектирование торцовых уплотнений с пониженными утечками для опор роторов авиационных двигателей и их агрегатов за счет создания методики проектирования уплотнений с учетом сложных форм зазора и микроканалов, сил инерции, разрыва слоя смазки...”*.

После разбиения расчётной области сеткой с равноотстоящими узлами для каждого из них записывается уравнение для нахождения давления. В автореферате, в отличие от монографии [3] и статьи [5], предлагается усовершенствованная запись уравнения и входящих в него коэффициентов для нахождения давления рабочей жидкости в конкретном узле (“точке”) с известными индексами i и j [7]:

$$p_{ij} = \frac{B_{ij} \cdot p_{i-1,j} + C_{ij} \cdot p_{i+1,j} + D_{ij} \cdot p_{i,j-1} + E_{ij} \cdot p_{i,j+1} + F_{ij} + G_{ij}}{A_{ij}}, \quad (1)$$

где коэффициенты A, B, C, D, E, F для каждого узла с индексами ij вычисляются по соответствующим зависимостям [3] или [7], новый коэффициент G учитывает влияние сил инерции и применяется только в методике [5,7].

Поиск давлений во всех узлах расчётной области проводится методом последовательных приближений (итераций). В отличие от методики статьи [5] в автореферате [7] указывается, что *“в зоне разрыва смазки давление принимается равным давлению насыщенного пара”*. К сожалению, не уточняется, используются ли для этого граничные условия кавитации half-Sommerfeld

или Swift-Stiber [3]. Остальные характеристики в статье [5] и в автореферате [7] находятся по известным зависимостям, изложенным в работе [2].

Количество разбиений в сетке и количество итераций

В автореферате [7] подчёркивается, что *“...точность получаемого результата будет определяться параметрами расчётной модели (количество разбиений по радиусу и окружности)”*. Кроме того, автором автореферата *“...были разработаны рекомендации по выбору количества разбиений и итераций для достижения необходимой точности: минимальное количество разбиений по радиусу достигает 20, по окружности (для сектора с микроканавкой) около 150 и требуется не менее 6000 итераций”*.

В публикации [5] и автореферате [7] не обнаружено конкретных критериев по выбору оптимального и (или) рационального количества разбиений на сетке и количества итераций для достижения необходимой точности численного решения с целью эффективного практического использования предлагаемой методики расчёта.

Изучение и анализ содержимого монографии [3], на результатах исследований которой фактически и была основана методика расчёта [5,7], выявил, что имеется проверенный практикой рекомендуемый критерий по необходимому количеству итераций в процессе расчёта распределения давления рабочей жидкости в каждом узле расчётной области:

$$\max \left(\frac{p_{ij}^{k+1} + p_{ij}^k}{p_{ij}^k} \right) < 0.001, \quad (2)$$

где верхний индекс k – номер итерации.

Из выражения (2) следует, что итерационный поиск давления рабочей жидкости с использованием формулы (1) в конкретном узле (“точке”) с индексами i и j должен продолжаться до тех пор, пока относительная погрешность между давлениями, вычисленными на $k+1$ и k -й итерации, превышает 0.1%.

От количества разбиений расчётной области сеткой [с равномерно расположенными узлами в радиальном и окружном направлениях] зависит точность получаемого численного решения, которая напрямую влияет на расчёт несущей способности смазочного слоя рабочей жидкости торцового уплотнения [2, 3]:

$$W_f = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} p(r, \theta) r dr d\theta, \quad (3)$$

В монографии [3] указывается, что количество разбиений расчётной области сеткой зависит от конкретной исследовательской задачи; с целью получения

достаточной для инженерной практики точности результата необходимо определять уровень ошибки при расчёте минимального зазора h_{min} в паре трения и несущей способности смазочного слоя рабочей жидкости по критерию:

$$\left(\frac{W_f^{k+1}(h_{min}^{k+1}) + W_m^{k+1}(h_{min}^{k+1})}{W_{closing}} \right) < 0.003, \quad (4)$$

где h_{min} – минимальный зазор в паре трения торцового уплотнения, определяемый из баланса действующих осевых сил [4,6];

$W_{closing}$ - замыкающее усилие на торцовом уплотнении от воздействия перепада давления рабочей жидкости и пружины сжатия [4,6];

W_m – нормальная сила в паре трения от возможного механического контакта [4,6].

Итерационный поиск минимального зазора h_{min} и несущей способности смазочного слоя рабочей жидкости W_f должен продолжаться до тех пор, пока не будет выполнено условие (4).

В работе [10] предлагается критерий плотности узлов в расчётной области J_N для достижения приемлемого по точности численного решения.

С учётом выражения (4) при полученном (фиксированном) минимальном зазоре h_{min} количество разбиений сеткой в расчётной области (фактически плотности узлов J_N) можно записать следующее условие:

$$\left(\frac{W_f(J_N^m) - W_f(J_N^{m+1})}{W_f(J_N^m)} \right) < \delta W_f, \quad (5)$$

в котором m – номер уточнения; на каждом новом уточнении критерий плотности узлов J_N увеличивается на ~50...100%.

Из нашей практики [4, 10] значение δW_f может быть выбрано в диапазоне от 0.005 до 0.008, т.е. относительная погрешность несущей способности смазочного слоя между каждым последующим уточнением должно быть не более 0.8%. Когда условие (5) выполняется, рациональная плотность узлов J_N считается определенной для рассматриваемой исследовательской задачи (т.е. учитываются особенности конструкции торцового уплотнения, тип рабочей жидкости и её параметры, форма зазора рабочей торцовой поверхности, наличие микроканалов, их геометрическая форма и т.п.).

Для исследуемого варианта торцового уплотнения с эквивалентными микроканавками (Рис. 2) количество разбиений в радиальном и окружной направлениях и, соответственно, плотность узлов J_N выбирались с учётом обязательного выполнения условия [11] - попадания границ равномерной сетки на границы микроканавки.

Результаты компьютерного моделирования

Компьютерное моделирование, в том числе, расчёт распределения давления рабочей жидкости в зазоре пары трения торцового уплотнения с микроканавками, проводился в системе Mathcad [12], с использованием современного персонального компьютера с 4-х ядерным процессором компании Intel, ОЗУ 32 Гб и SSD 256 Гб.

Расчёт распределения давления рабочей жидкости двух расчетных схем, показанных на рисунках 1 и 2, выполнялся для фиксированного значения минимального зазора h_{min} в паре трения 1.00 мкм; в области разрыва смазочного слоя использовались граничные условия кавитации Swift-Stiber [3]. Фиксация минимального зазора h_{min} была обусловлена необходимостью сравнения результатов наших расчётов с результатами и рекомендациями [5,7].

Поиск рациональной плотности узлов

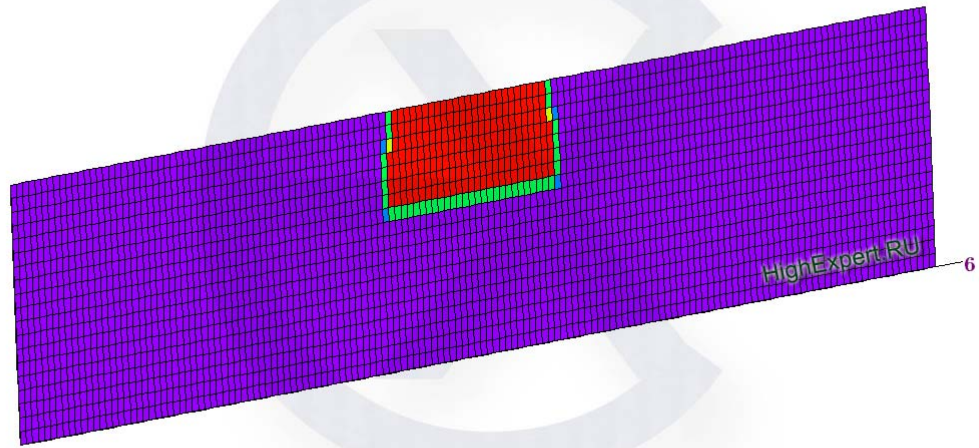
Поиск рациональной плотности узлов на сетке проводился для расчётной схемы, показанной на рисунке 1. Результаты расчёта распределения давления рабочей жидкости в зазоре пары трения торцового уплотнения с прямоугольной микроканавкой приведены в таблицах 1 и 2. Графическое представление части этих результатов изображено на рисунках 3-5.

В таблицах ниже используются следующие обозначения: N_r – количество разбиений сеткой в радиальном направлении, N_θ – количество разбиений сеткой в окружном направлении, J_N – плотность узлов, N_{iter} – количество итераций, W_f – несущая способность смазочного слоя, \forall - выполнение условия (5) для конкретного уточнения (J_N), τ – время, затраченное на вычисление распределения давления без учёта времени на расчёт несущей способности.

Таблица 1. Результаты расчёта распределения давления (методика [3], $h_{min} = 1.00$ мкм).

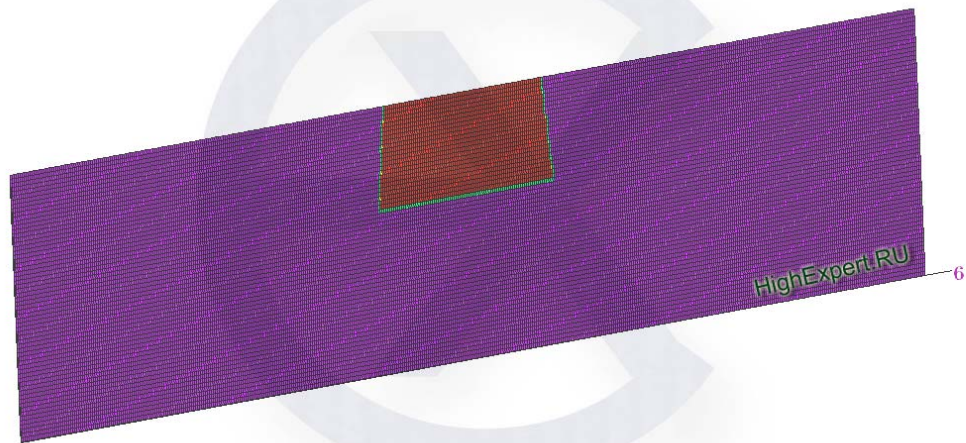
N_r	N_θ	J_N	N_{iter}	ρ_{max}	W_f	δW_f	τ
шт.	шт.	шт./мм ²	шт.	МПа	Н	%	сек.
20	150	40	1297	0.788	146.20	-	109
22	226	66	1813	0.757	142.60	-	254
42	226	125	1921	0.751	140.95	3.59	541
42	338	187	2114	0.699	136.16	3.40	911
⇒ 42	451	249	2105	0.648	132.97	2.32	1182
∀ 64	451	379	2039	0.640	132.29	0.51	1810

Working surface with a groove 3D



1) Wh_{sqg}

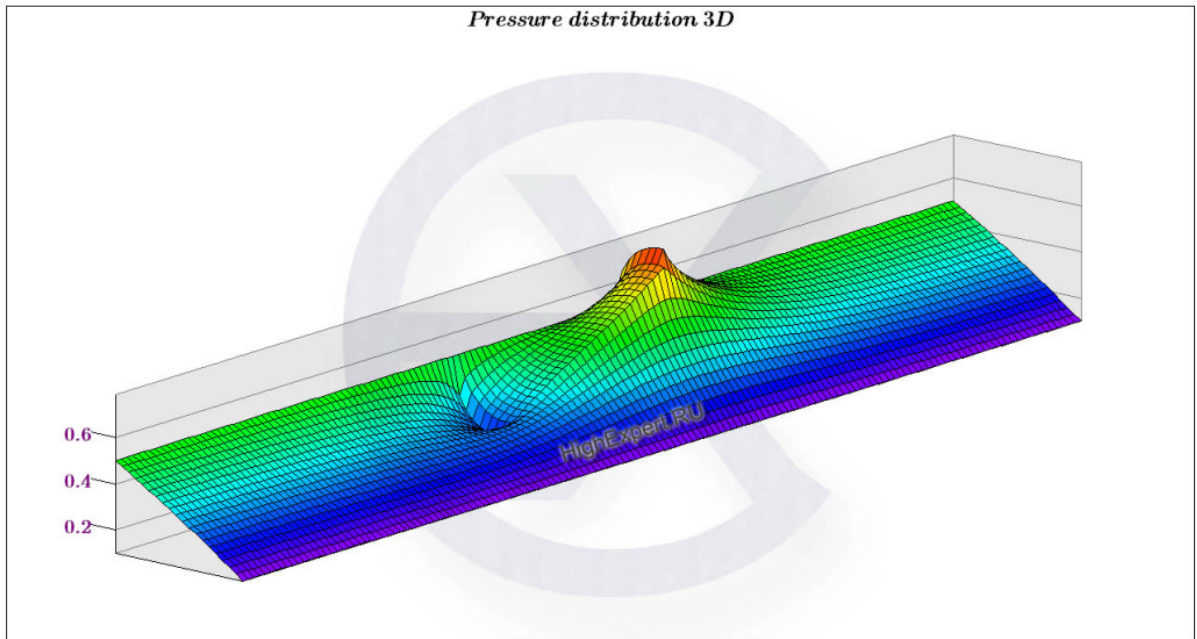
Working surface with a groove 3D



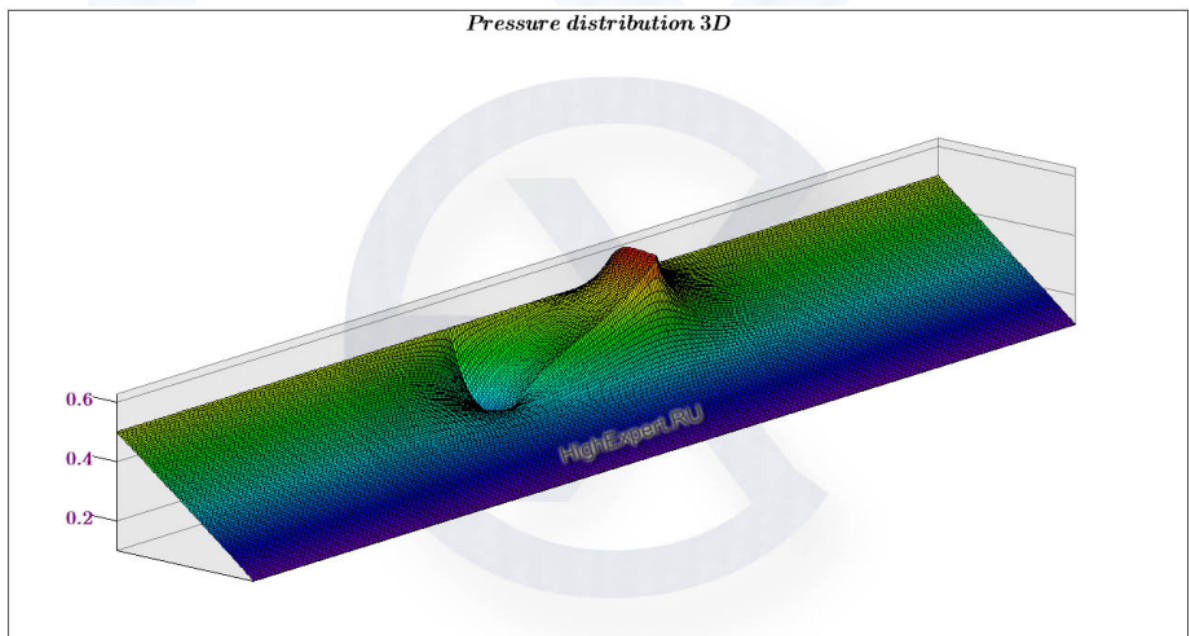
2) Wh_{sqg}

Рис. 3. Расчётная область рабочей поверхности торцового уплотнения с прямоугольной микроканавкой:

- 1 – сетка в расчётной области с плотностью узлов $J_N = 40$ шт./мм²,
- 2 – сетка в расчётной области с плотностью узлов $J_N = 379$ шт./мм².



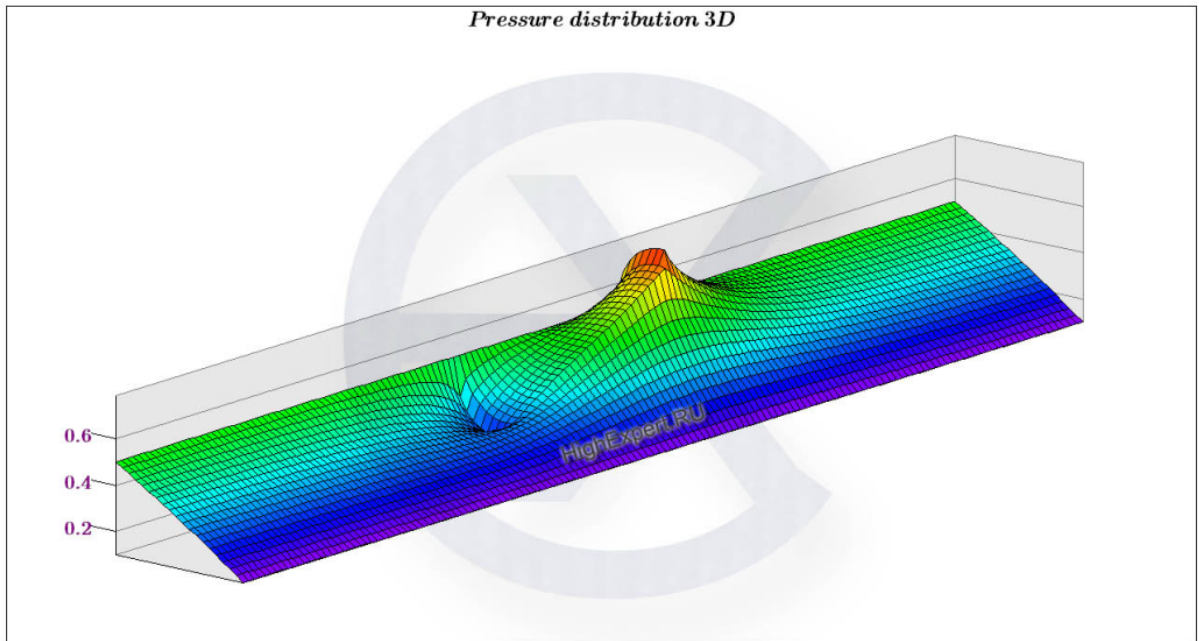
1) WP_{sqg_SI}



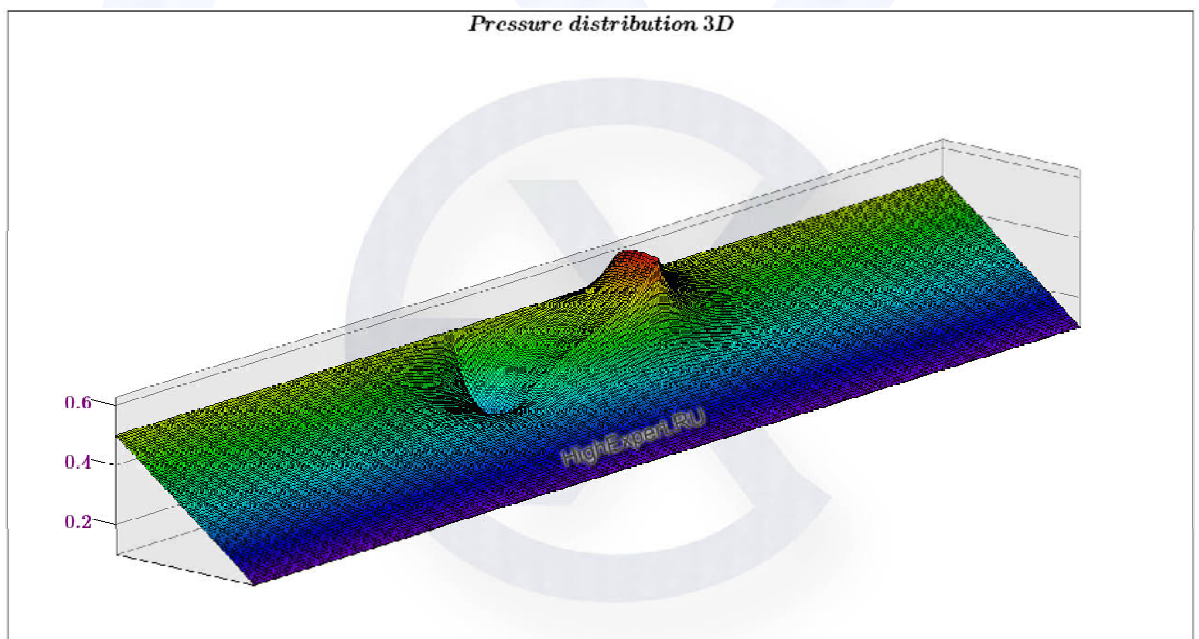
2) WP_{sqg_SI}

Рис. 4. Результаты расчёта распределения давления в зазоре пары трения торцового уплотнения с прямоугольной микроканавкой (методика [3]):

- 1 – 3D график распределения давления (МПа), $J_N = 40$ шт./мм²,
- 2 – 3D график распределения давления (МПа), $J_N = 379$ шт./мм².



1) Wp_{sqg_SI}



2) Wp_{sqg_SI}

Рис. 5. Результаты расчёта распределения давления в зазоре пары трения торцового уплотнения с прямоугольной микроканавкой (методика [7]):
 1 – 3D график распределения давления (МПа), $J_N = 40$ шт./мм²,
 2 – 3D график распределения давления (МПа), $J_N = 379$ шт./мм².

Таблица 2. Результаты расчёта распределения давления (методика [7], $h_{min} = 1.00$ мкм).

N_r	N_θ	J_N	N_{iter}	p_{max}	W_f	δW_f	τ
ШТ.	ШТ.	ШТ./мм ²	ШТ.	МПа	Н	%	сек.
20	150	40	1373	0.763	148.27	-	139
22	226	66	1852	0.742	144.13	-	314
42	226	125	1964	0.735	142.26	1.30	656
42	338	187	2169	0.688	137.08	3.64	1148
⇒ 42	451	249	2157	0.637	133.56	2.60	1569
∇ 64	451	379	2090	0.629	132.80	0.57	2153

Анализ результатов поиска рациональной плотности узлов

Прямоугольная микроканавка, выполненная на криволинейной расчётной области кольца пары трения торцового уплотнения, изменяет свою форму в прямоугольной расчётной области, что видно на рисунке 3.

Анализ полученных результатов в таблицах 1 и 2 показывает, что для рассматриваемой задачи существует рациональное количество разбиений сеткой в радиальном N_r и окружном N_θ направлении (рациональная плотность узлов $J_N \in [249...379]$ шт./мм²) - отмеченные в таблицах зеленым цветом. Дальнейшее увеличение плотности узлов J_N приводит к незначительному уточнению несущей способности смазочного слоя W_f и существенно увеличивает время расчета τ . Для плотности узлов $J_N \sim 379$ шт./мм² время τ , затраченное на вычисление распределения давления составляет 1810 секунд (~30 минут!) при использовании методики [3] и возрастает до 2153 секунды (~35 минут!) с применением методики [7] (и это без учёта расчёта несущей способности).

Таким образом, решение более сложной задачи с поиском минимального зазора h_{min} из баланса осевых сил, даже без решения сопутствующих задач для нахождения поля температур в сечениях колец пары трения с целью уточнения температуры рабочей жидкости в зазоре пары трения, а также без необходимой оценки деформаций колец, требуют значительных затрат времени и ресурсов.

Следует отметить, что "...**рекомендации по выбору количества разбиений и итераций для достижения необходимой точности: минимальное количество разбиений по радиусу достигает 20, по окружности (для сектора с микроканавкой) около 150 и требуется не менее 6000 итераций**", приведенные

в автореферате [7], как показали результаты наших расчётов, полученные с помощью двух методик [3, 7], **не подтверждаются**.

Поэтому если следовать упомянутым выше рекомендациям автореферата [7], получим завышенную на **~11,65%** несущую способность смазочного слоя:

$$\left(\frac{148.27 - 132.80}{132.80} \right) \cdot 100 \approx 11.65\%, \quad (6)$$

это приведёт к значительной недооценке контактного давления и мощности трения в торцовом уплотнении, что является неприемлемым для инженерной практики.

Сравнение результатов двух расчётных схем

Результаты расчётов распределения давления рабочей жидкости в паре трения торцового уплотнения с прямоугольными микроканавками и эквивалентными им по площади микроканавками в виде усечённых секторов, приведено в таблице 3. Индексы для обозначений параметров 1 и 2 соответствуют первой и второй расчётным схемам рассматриваемой исследовательской задачи. Графическое представление части результатов показано на рисунке 6.

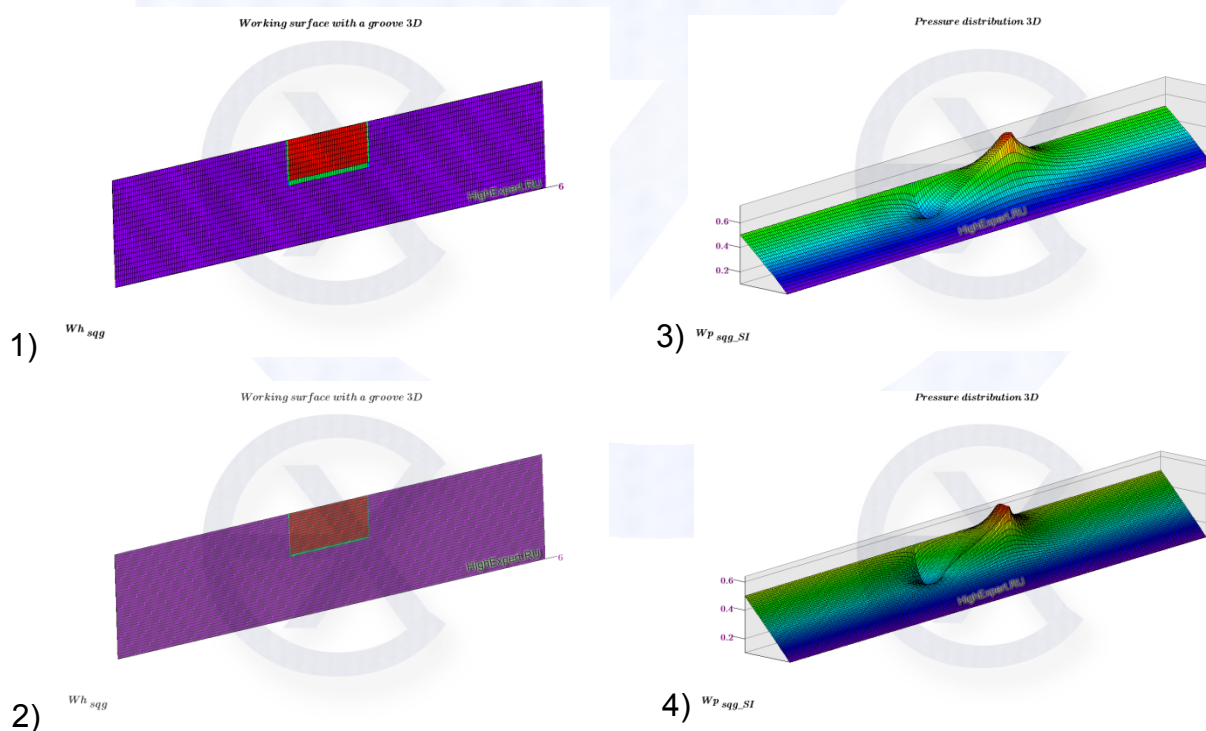


Рис. 6. Результаты расчёта распределения давления в зазоре пары трения торцового уплотнения с эквивалентной микроканавкой (методика [7]):

1 и 2 – сетка с плотностью узлов J_N : 66 шт./мм² и 249 шт./мм²;

3 и 4 – 3D график распределения давления (МПа) для J_N : 66 шт./мм² и 249 шт./мм².

Таблица 3. Результаты расчёта распределения давления (методика [7], $h_{min} = 1.00$ мкм).

N_r	N_θ	J_N	N_{iter1}	N_{iter2}	p_{max1}	p_{max2}	W_{f1}	W_{f2}	τ_1	τ_2
шт.	шт.	шт./мм ²	шт.	шт.	МПа	МПа	Н	Н	сек.	сек.
22	226	66	1852	1852	0.742	0.742	144.13	144.13	314	320
42	451	249	2157	2157	0.637	0.637	133.56	133.56	1569	1470

Сравнение полученных результатов расчётов показывает, что игнорирование условия, сформулированного в работе [11]: “разрывы по толщине смазочного слоя в каждом элементе конечного объёма должны совпадать с границами контрольного объёма”, не приводит к сколь либо заметным ошибкам в результатах численного решения.

Это подтверждает возможность применения методик [3, 7] для расчёта распределения давления в паре трения торцового уплотнения с микроканавками произвольной формы.

Повышение эффективности методик расчёта

Рассматриваемые в настоящем исследовании методики [3,7] для расчёта распределения давления рабочей жидкости в зазоре пары трения с использованием метода простых итераций, как показали полученные результаты, является очень затратным по времени и ресурсам, и поэтому обладает низкой эффективностью. Выбор такого способа нахождения численного решения был основан не только на его наглядности и простоте реализации, но и возможности замены в процессе каждой k -ой итерации отрицательного значения давления [в области разрыва смазочного слоя рабочей жидкости – возникновение кавитации] в конкретном узле с индексами i и j на давление насыщенных паров рассматриваемой жидкости.

В методике [7], используемой для расчёта распределения давления рабочей жидкости в зазоре пары трения торцового уплотнения, фактически основанной на методике [3], отсутствуют какие-либо конкретные рекомендации, направленные на повышение эффективности получения результатов.

В монографии [3] для ускорения нахождения решения предлагается способ, основанный на уточнении ранее рассчитанной по формуле (1) величины давления рабочей жидкости в конкретном узле (“точке”) с известными индексами i и j по следующей зависимости:

$$p_{ij} = p_{ij} + (1 - \Omega) \cdot p_{ij} + p_{ij} \cdot \Omega, \quad (7)$$

где Ω – опытный коэффициент, рекомендуемое значение которого приходится на диапазон [1.1...1.8].

Другим действенным способом сокращения затрат времени на компьютерные вычисления является составление системы из $N_r \times N_\theta$ линейных алгебраических уравнений (СЛАУ) на основе формулы (1), и последующее решение такой системы уравнений с помощью матричных методов [3]. Этот способ был проверен на практике авторами настоящей публикации совместно с реализацией пользовательской функции в Mathcad [12] для решения СЛАУ численными методами GMRES и QR-факторизации. В результате достигается сокращение времени вычислений, как минимум, в два-три раза.

Расчёт минимального зазора в паре трения

Минимальный зазор h_{min} определяется из уравнения баланса осевых сил уплотнения [1, 3, 10]:

$$W_{closing} = W_f + W_m, \quad (8)$$

где осевая сила при механическом контакте колец пары трения

$$W_m = i_{wave} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} p_m(r, \theta) r dr d\theta, \quad (9)$$

и среднее давление механического контакта колец пары трения [10,13]

$$p_m(r, \theta) = \eta E' \sqrt{\pi R_s \left(\frac{\sigma_{RMS}}{2}\right)^3} e^{\left(\frac{2l_s}{\sigma_{RMS}}\right)} e^{\left(-\frac{2h(r,\theta)}{\sigma_{RMS}}\right)},$$

в котром параметры, характеризующие шероховатость рабочих торцовых поверхностей колец пары трения: η – плотность вершин, R_s – радиус вершин, l_s – расстояние от средней высоты зазора до средней высоты вершины, σ_{RMS} – среднеквадратичное отклонение вершин; E' – эквивалентный модуль упругости материалов колец пары трения торцового уплотнения [3, 10,13].

Аналитическая формула для оценки несущей способности торцового уплотнения с плоскопараллельной щелью [без учёта сил инерции] [3]:

$$W_{f\psi_0} = \pi (r_2^2 - r_1^2) \left[\frac{p_2 - p_1}{2} \right]. \quad (10)$$

Замыкающее осевое усилие на торцовом уплотнении от воздействия перепада давления и упругого элемента [1,3,10]:

$$W_{closing} = |p_2 - p_1| \frac{\pi}{4} (r_2^2 - r_1^2) K_{seal} + F_{spring}. \quad (11)$$

Рассчитаем баланс осевых сил в торцовом уплотнении с плоскопараллельным зазором без микроканвок для перепада давления 0.4 МПа:

$$W_{closing_{0.4}} \approx 6.10 \cdot \left(\frac{0.4}{9.81} \cdot 100 \right) \cdot 1.034 + 8.72 \approx 34.44 \text{ кгс} \approx 337.92 \text{ Н} \quad (12)$$

$$W_{f_{\psi_{0.4}}} \approx \pi \cdot (2.175^2 - 1.67^2) \left[\frac{0.4}{2 \cdot 9.81} \cdot 10^2 \right] \approx 12.43 \text{ кгс} \approx 122.01 \text{ Н} \quad (13)$$

$$W_{m_{\psi_{0.4}}} \approx 34.44 - 12.43 \approx 22.01 \text{ кгс} \approx 118.11 \text{ Н} \neq 0. \quad (14)$$

Компьютерное моделирование торцового уплотнения, содержащего прямоугольные микроканавки, с плоскопараллельным зазором проводилось для расчёта минимального зазора в паре трения, обеспечивающего баланс действующих осевых сил (8).

График зависимости нормальной силы механического контакта W_m , рассчитанный по зависимости (9), показан на рисунке 7. Баланс осевых сил (8) достигается при минимальном зазоре $h_{min} \approx 0.415$ мкм, которому соответствует значение $W_m \approx 197.60$ Н (20.143 кгс).

Распределение давления рабочей жидкости в зазоре пары трения торцового уплотнения с прямоугольной микроканавкой, при условии обеспечения баланса осевых сил, приведено на рисунке 8. Расчётная несущая способность смазочного слоя жидкости в этом случае составляет $W_f \approx 140.32$ Н (14.304 кгс).

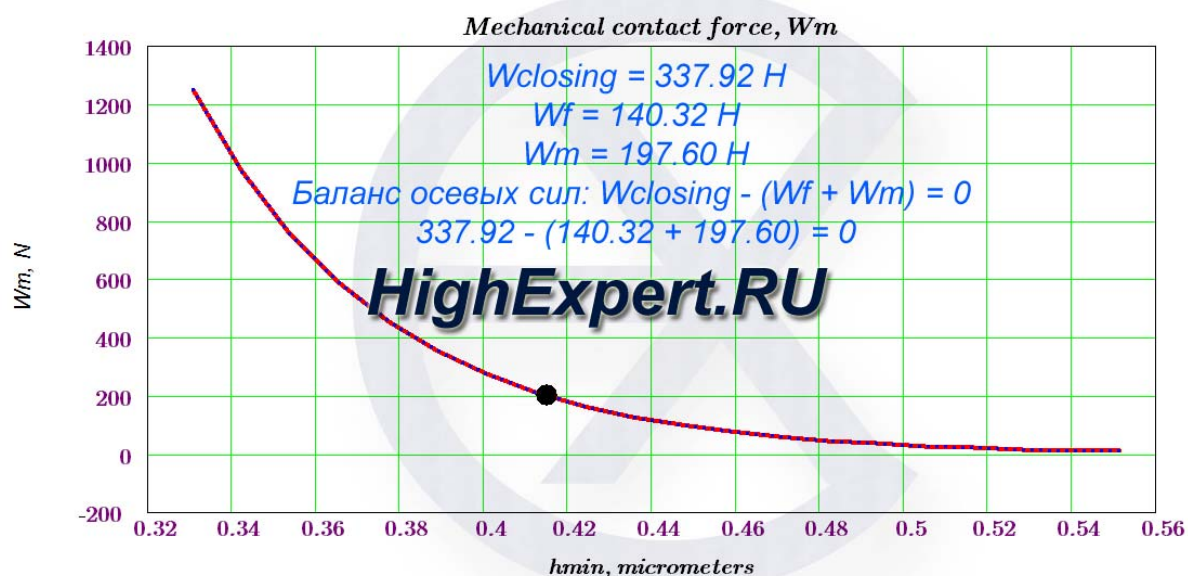
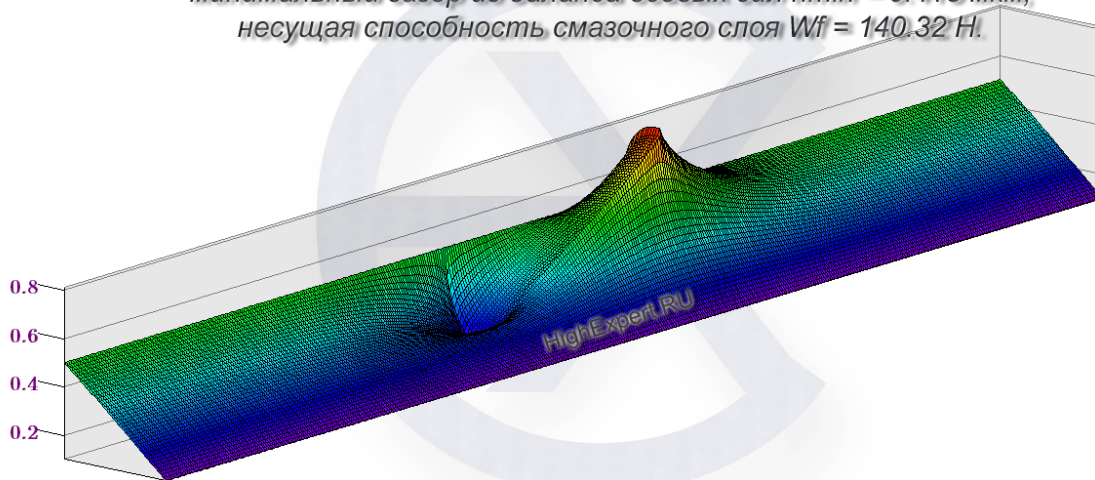


Рис. 7. График зависимости нормальной силы механического контакта W_m для торцового уплотнения с прямоугольной микроканавкой.

Pressure distribution 3D

Распределение давления рабочей жидкости в зазоре пары трения торцового уплотнения с прямоугольной микроканавкой, минимальный зазор из баланса осевых сил $h_{min} = 0.415$ мкм, несущая способность смазочного слоя $Wf = 140.32$ Н.



Wp_{sqg_SI}

Рис. 8. Распределение давления рабочей жидкости для торцового уплотнения с прямоугольной микроканавкой при условии обеспечения баланса осевых сил.

Полученные результаты компьютерного моделирования доказывают, что рассматриваемое в настоящем исследовании торцовое уплотнение с прямоугольными микроканавками и плоскопараллельным зазором может работать только в условиях смешанного трения с наличием механического контакта. Информация о "гидродинамическом" режиме трения торцового уплотнения с прямоугольными микроканавками, опубликованная в статье [5], в нашем исследовании **не подтверждается**.

В статье [5] несущая способность смазочного слоя, рассчитанная с применением абсолютного давления для торцового уплотнения без микроканавок - 196.2 Н и для уплотнения с прямоугольными микроканавками – 214.76 Н. По результатам "упрощённого анализа" [5], повышение несущей способности смазочного слоя рабочей жидкости торцового уплотнения за счёт применения прямоугольных микроканавок для рассматриваемой задачи:

$$\left(\frac{214.76 - 196.2}{214.76} \right) \cdot 100 \approx 9.46\%. \quad (15)$$

Этот результат является не верным, т.к. несущая способность в работе [5] определена для постоянного зазора 1.00 мкм, без учёта обеспечения баланса осевых сил и в предположении "гидродинамического" режима трения – при отсутствии механического контакта колец пары трения.

Оценим теоретическое, предельно достижимое, повышение несущей способности смазочного слоя рабочей жидкости торцового уплотнения с прямоугольными микроканавками для рассматриваемой задачи с учётом баланса осевых:

$$\left(\frac{140.32 - 122.01}{122.01}\right) \cdot 100 \approx 15.01\%. \quad (16)$$

В объективной реальности, зазор между кольцами пары трения никогда не бывает плоскопараллельным и всегда характеризуется сложной формой. Температура колец пары трения, вязкость рабочей жидкости в зазоре не бывают постоянными. Деформация колец пары трения, изменение формы зазора, и вязкости жидкости с повышением перепада давления, приведут к неизбежному снижению несущей способности, т.е. уменьшению положительного эффекта от применения прямоугольных микроканавок.

Выводы

С учётом ранее выполненной экспертизы³, а также всего вышеизложенного можно сделать следующие выводы.

В результате проведенных нами исследований не подтвердились рекомендации автореферата [7] “...по выбору количества разбиений и итераций для достижения необходимой точности: минимальное количество разбиений по радиусу достигает 20, по окружности (для сектора с микроканавкой) около 150 и требуется не менее 6000 итераций”.

Напротив, использование ранее рекомендуемых критериев [3,4] обеспечивает для конкретной задачи достижение необходимой в инженерной практике точности результата при расчёте распределения давления рабочей жидкости в зазоре пары трения торцового уплотнения с микроканавками. Для рассматриваемой задачи определено рациональное количество разбиений сеткой в радиальном N_r и окружном N_θ направлении (рациональная плотность узлов $J_N \in [249...379]$ шт./мм²). Получены доказательства возможности применения методик [3, 7] для расчёта распределения давления рабочей жидкости торцового уплотнения с микроканавками произвольной формы.

Информация о “гидродинамическом” режиме трения рассматриваемой исследовательской задачи для торцового уплотнения с прямоугольными микроканавками (постоянной глубиной 6 мкм), опубликованная в статье [5],

³ https://www.highexpert.ru/publications/ms_sqg_article_expertise.html

не подтверждается результатами проведенных нами исследований: баланс действующих осевых сил обеспечивается только при наличии механического контакта колец пары трения.

В условиях ограниченности времени и ресурсов, разработка новой методики на основе бессеточного метода [4] для решения уравнения Рейнольдса применительно к торцовому уплотнению с микроканавками произвольной формы и её практическая реализация - являются приоритетными направлениями наших дальнейших исследований.

Литература

1. Mechanical Seal Practice for Improved Performance, 2nd Revised Edition, Edited by J. D. Summers-Smith, IMechE Guides for the Process Industries, Mechanical Engineering Publication Limited for the Institution of Mechanical Engineers, LONDON, 1992. - 216 p.
2. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев и др. М: Машиностроение, 1994. - 448 с.
3. Lebeck A.O. Principles and Design of Mechanical Face Seals. Wiley-Interscience; 1st edition. New York, 1991. - 764 p.
4. Шепелёв В.А., Шепелёв А.В. Методика расчета обыкновенного торцового уплотнения вала и ее реализация в системе Mathcad // МАШИНОСТРОЕНИЕ И ИНЖЕНЕРНОЕ ОБРАЗОВАНИЕ. Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук. 2024. №1-2(74). - с. 35. Режим доступа: https://www.highexpert.ru/publications/imash_ms_meshless_method.html
5. А.С. Демура, С.В. Фалалеев. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С МИКРОКАНАВКАМИ, Известия Самарского научного центра Российской академии наук, т. 10, №3. 2008. - с. 834-837. // КиберЛенинка. Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/metodika-rascheta-tortsovogo-uplotneniya-s-mikrokanavkami.pdf>
6. Шепелёв В.А., Шепелёв А.В. Краткая предварительная экспертиза статьи "МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С МИКРОКАНАВКАМИ" // Персональный сайт авторов HighExpert.RU. Режим доступа: https://www.highexpert.ru/publications/ms_sgg_article_expertise.html
7. Демура А.С. Разработка методик расчета и проектирования торцовых гидродинамических уплотнений авиационных двигателей. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.07.05. [Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева]. - Самара, 2010. Режим доступа: <https://repo.ssau.ru/handle/Avtoreferaty/Razrabotka-metodik-rascheta-i-proektirovaniya-torcovyh-gidrodinamicheskikh-uplotnenii-aviacionnyh-dvigatellei->

[Elektronnyi-resurs-avtoreferat-dis-kand-tehn-nauk-050705-zashishena-25062010-62912?mode=full](https://www.highexpert.ru/elektronnyi-resurs-avtoreferat-dis-kand-tehn-nauk-050705-zashishena-25062010-62912?mode=full)

8. HECKER WERKE GmbH. // Каталог торцовых уплотнений. Режим доступа: <https://www.heckerwerke.de/images/downloads/Kataloge/AEGIRA.pdf>
9. Vapour pressure of water – Wikipedia. Режим доступа: https://en.wikipedia.org/wiki/Vapour_pressure_of_water
10. Шепелёв В.А., Шепелёв А.В. Бессеточный метод на основе радиальных базисных функций для численного решения уравнения Рейнольдса применительно к торцовому уплотнению вала // Персональный сайт авторов HighExpert.RU. Режим доступа: https://www.highexpert.ru/publications/ms_meshless_rbf_method.html
11. Vieira L., Cavalca K. ANALYSIS OF THE DYNAMIC COEFFICIENTS OF THRUST BEARINGS WITH HYDRODYNAMIC LUBRICATION / 21st Brazilian Congress of Mechanical Engineering, October 24-28, 2011, Natal, RN, Brazil. // The Brazilian Association of Engineering and Mechanical Sciences. Режим доступа: <https://abcm.org.br/app/webroot/anais/cobem/2011/PDF/017901.pdf>
12. MATHCAD 6.0 PLUS. Финансовые, инженерные и научные расчеты в среде Windows 95. / Перевод с англ. – М.: Информационно-издательский дом “Филинь”, 1996. – 712 с.
13. Brunetière N. An analytical approach of the thermoelastohydrodynamic behaviour of mechanical face seals operating in mixed lubrication, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 2010 224:1221, DOI: 10.1243/13506501JET831.