

#09, сентябрь 2015

УДК 62-192 + 62-762

Оценка предэксплуатационного запаса надежности радиальных уплотнительных узлов с резиновыми кольцами круглого сечения

Тимофеев Ю.М., специалист

*Россия, 601900, Владимирская обл., г. Ковров, КГТА им В.А. Дегтярёва,
кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропривод»,
timasp@inbox.ru*

Научный руководитель: Халатов Е.М., д.т.н., профессор

*Россия, 601900, Владимирская обл., г. Ковров, КГТА им В.А. Дегтярёва,
kba@kc.ru*

Радиальными уплотнительными узлами (рисунок 1) называют узлы, которые обеспечивают герметичность соединений за счет радиального сжатия уплотнительного элемента между уплотняемыми поверхностями. В качестве уплотнительного элемента таких узлов в конструкциях устройств гидро- и пневмоавтоматики широкое применение получили резиновые кольца круглого сечения.

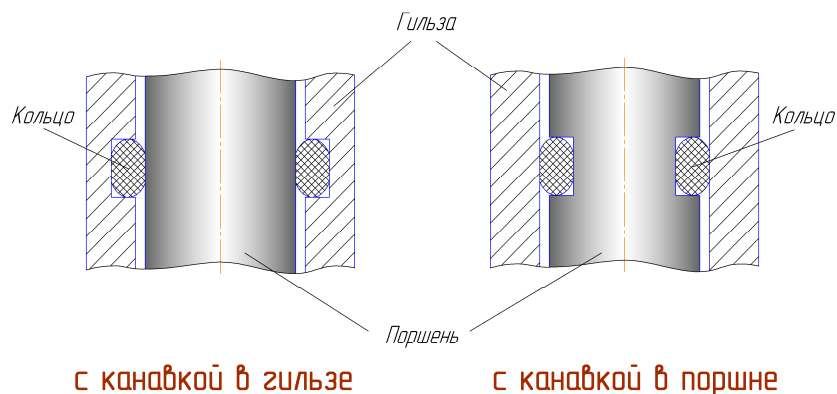


Рис. 1. Радиальный уплотнительный узел с резиновым кольцом круглого сечения

Безотказность таких узлов обеспечивается, если величина негерметичности соответствует нормам, установленным на данный вид уплотнений. Нормы негерметичности устанавливают государственные и отраслевые стандарты. Для оценки величины негерметичности рассматриваемых узлов на практике применяют косвенный способ – считается, что негерметичность не превышает нормы, если контактное напряжение (в зоне контакта кольца с уплотняемыми поверхностями) больше или равно

давлению уплотняемой среды [1]. Для исключения появления утечки сверх нормы при подаче давления, когда кольцо может смещаться из одного крайнего положения в другое, т.е. во время отсутствия эффекта самоуплотнения, вводится дополнительное условие: контактное напряжение должно быть больше или равно 0,25 МПа [1, 2]. Последнее условие всегда обеспечивается при соблюдении норм проектирования.

Надежность уплотнительного узла можно охарактеризовать двумя показателями – вероятностью безотказной работы и коэффициентом запаса надежности. При этом в качестве условия безотказности узла предлагается использовать следующее условие: «Уплотнительный узел считается безотказным, если величина давления уплотняемой среды не превышает предельно допускаемого давления». Под предельно допускаемым давлением понимается максимальное давление уплотняемой среды, при котором уплотнительный узел обеспечивает герметичность соединения в соответствии с нормами.

Коэффициент запаса надежности удобен для оценки предэксплуатационной надежности узла, когда вероятность безотказной работы (по постепенным параметрическим отказам) равна единице. Этот коэффициент (в соответствии с принятым условием безотказности) определяется как отношение минимально возможного значения предельно допускаемого давления уплотняемой среды и фактического значения давления уплотняемой среды. Предельно допускаемое давление уплотняемой среды является вероятностной величиной, зависящей от назначенных на параметры узла допусков, а также от условий производства.

Оценка предэксплуатационной надежности играет важную роль при проектировании уплотнительных узлов и прогнозировании их надежности в процессе эксплуатации. Во-первых, определение предэксплуатационного уровня надежности – это отправная точка для анализа изменения уровня надежности узла в процессе эксплуатации. Во-вторых, оценка предэксплуатационной надежности позволяет проводить оценку эффективности технологических мероприятий, направленных на повышение надежности узла. Вышесказанное можно пояснить с помощью рисунка 2:

1. В начале эксплуатации (т.е. после изготовления) в виду наличия допусков на параметры уплотнительного узла имеется некоторое начальное распределение значений предельно допускаемого давления. При этом, если минимальное значение этого распределения больше давления уплотняемой среды, то имеет место определенный запас надежности (коэффициент запаса больше единицы).

2. Величиной запаса надежности можно управлять, проводя специальные технологические мероприятия, например, ужесточая допуски на параметры или варьируя

комбинациями номинальных значений параметров. Оценить эффективность принимаемых мер позволяет расчет коэффициента запаса надежности.

3. Величина предэксплуатационного запаса надежности наряду с условиями эксплуатации определяет то, как быстро узел подойдет к положению, когда его запас надежности будет выработан в результате действия процессов износа и старения. Таким образом, прогнозирование надежности в процессе эксплуатации невозможно без оценки предэксплуатационного запаса надежности.

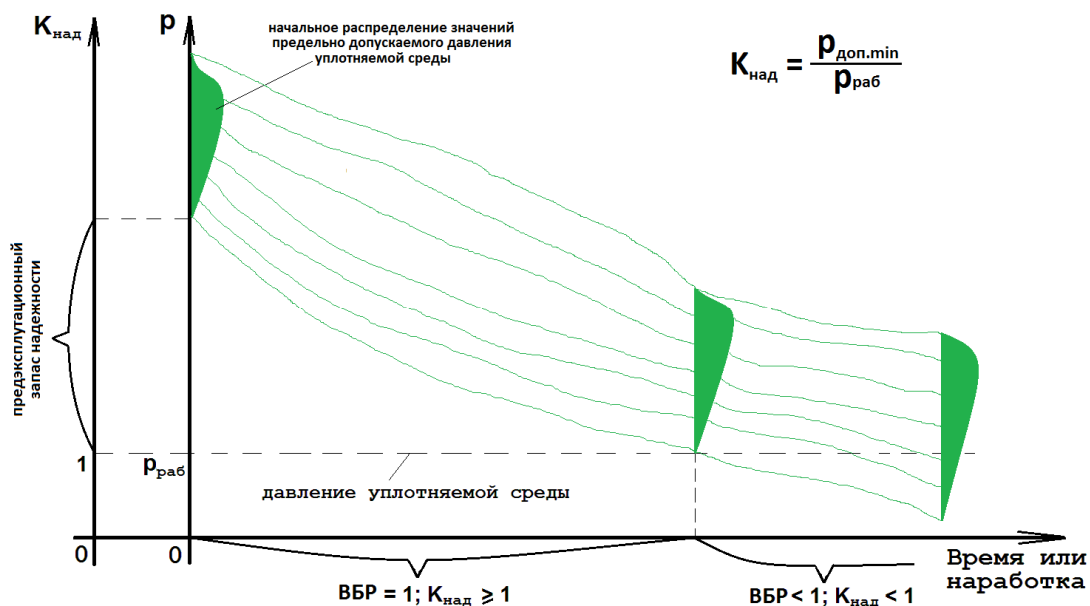


Рис. 2. Изменение надежности узла в процессе эксплуатации: $K_{\text{над}}$ – коэффициент запаса надежности; p – давление; $p_{\text{раб}}$ – рабочее давление уплотняемой среды; ВБР – вероятность безотказной работы; $p_{\text{доп.min}}$ – минимальное значение предельно допустимого давления

Для оценки предэксплуатационного запаса надежности уплотнительного узла предлагается использовать подход, суть которого заключается в расчете множества случайных значений предельно допустимого давления (с использованием массива случайных значений параметров узла) и сравнении этих значений со значением фактического давления уплотняемой среды. Предлагаемый подход предполагает использование метода вероятностного моделирования для получения расчетного распределения значений предельно допустимого давления и предусматривает наличие следующих обязательных составляющих:

- условия безотказности узла (сформулировано выше);
- математической модели для расчета предельно допустимого давления уплотняемой среды;

- данных о видах и численных характеристиках законов распределения отклонений значений параметров узла от номинальных значений;
- алгоритма формирования массива случайных значений параметров узла по заданным номиналам, а также видам и численным характеристикам законов распределения отклонений;
- алгоритма многовариантного расчета значений предельно допускаемого давления уплотняемой среды.

Основой расчета показателей надежности является математическая модель, позволяющая определять значение предельно допускаемого давления уплотняемой среды. Эта модель была сформирована авторами на основе обобщения результатов работ, проведенных сотрудниками НИИ Резиновой промышленности [1] и ЦНИИ Автоматики и гидравлики [2]. При этом были приняты следующие условия и допущения:

- модуль объемной упругости резины связан с ее твердостью зависимостью, определяемой графиком, приведенным в ГОСТ 20403-75 [3];
- коэффициент передачи кольцом давления в соответствии с данными работы [2] составляет от 0,92 до 0,98, причем меньшие значения коэффициента соответствуют большим значениям твердости резины; в отсутствии другой информации предлагается использовать линейную зависимость между коэффициентом передачи давления и твердостью резины, считая, что при твердости 50 ед. IRHD коэффициент равен 0,98, а при 88 ед. IRHD – 0,92;
- зависимость для коэффициента, учитывающего влияние температуры кольца на величину начального контактного напряжения, справедлива для резин, изготовленных на основе каучука СКМС-10.

В соответствии с вышесказанным математическая модель имеет следующий вид:

$$p_{\text{доп}} = \frac{\sigma_0}{1-s}, \quad \sigma_0 = 1,25 \cdot E \cdot |\ln(1-\varepsilon)| \cdot K_b, \quad s = 1,059 - 1,58 \cdot 10^{-3} \cdot H,$$

$$E = \frac{1}{-3,99 + 7,5 \cdot 10^{-4} \cdot H \cdot \ln(H) + 16,8/\ln(H)}, \quad \varepsilon = \frac{b-h}{b},$$

$$K_b = \begin{cases} 269,4 + 0,6143 \cdot T - 24,844 \cdot T^{0,5} - 115968 \cdot T^{-1,5}, & \text{при } 207 \text{ К} \leq T < 292,05 \text{ К} \\ 1, & \text{при } T \geq 292,05 \text{ К} \end{cases},$$

$$b = \begin{cases} d \cdot \sqrt{\frac{1,21}{\alpha}} - 0,21, & \text{при } 2 \text{ мм} \leq d \leq 4 \text{ мм} \\ d \cdot \sqrt{\frac{1,31}{\alpha}} - 0,31, & \text{при } 4 \text{ мм} < d \leq 7 \text{ мм} \end{cases}, \quad h = \begin{cases} \frac{D_{\text{кан}} + D_{\text{ск}}}{2}, & \text{при Тип} = 1 \\ \frac{D_{\text{ск}} - D_{\text{кан}}}{2}, & \text{при Тип} = 2 \end{cases},$$

$$\alpha = \frac{D_1 + d}{D + d}, \quad D_1 = \begin{cases} D_{\text{ск}}, & \text{при Тип} = 1 \\ D_{\text{кан}}, & \text{при Тип} = 2 \end{cases},$$

где $p_{\text{доп}}$ – предельно допускаемое давление уплотняемой среды; σ_0 – начальное напряжение на поверхности контакта (монтажное напряжение); s – коэффициент передачи кольцом давления; E – модуль упругости резины; ϵ – относительная радиальная деформация сжатия кольца при установке в узел; K_b – коэффициент восстанавливаемости резины при низкой температуре, учитывающий влияние температуры кольца на величину начального напряжения; H – твердость резины (в единицах IRHD); b – высота кольца после установки на поршень; h – сумма высоты канавки под кольцо и зазора между уплотняемыми деталями; d – диаметр сечения кольца; α – коэффициент растяжения кольца при установке на поршень; D_1 – диаметр посадочного места на поршне; D – внутренний диаметр кольца; T – температура резины (в Кельвинах); Тип – тип уплотнительного узла (тип №1 – канавка выполнена в гильзе, тип №2 – канавка выполнена в поршне – см. рис. 1); $D_{\text{ск}}$ – диаметр поверхности, по которой скользит (для подвижных узлов) или могло бы скользить (для неподвижных узлов) кольцо; $D_{\text{кан}}$ – диаметр дна канавки под кольцо.

К параметрам узла, имеющим случайные значения в виду наличия допусков, и оказывающим влияние на разброс значений предельно допускаемого давления относятся: H , d , D , $D_{\text{кан}}$, $D_{\text{ск}}$. Данные о видах и численных характеристиках законов распределения отклонений значений указанных параметров узла от номинальных могут быть получены экспериментально, путем измерения геометрических размеров и значений механических свойств резины партии деталей, входящих в конструкцию узла. Однако, результаты такого эксперимента имеют ограниченное применение, т.к. жестко связаны с конкретным производством, а также с конкретным типом и размерами узла. Поэтому, для объективного учета условий конкретного производства на надежность узла целесообразно проводить специальное исследование, направленное на формирование базы данных видов и численных характеристик законов распределения отклонений параметров узла. В отсутствии такой базы данных предлагается для каждого параметра произвольно задавать вид закона распределения отклонений (например, нормальный или равной вероятности), а его численные характеристики определять, исходя из того, что все случайные значения параметров должны лежать внутри установленных полей допусков. Расчеты предэксплуатационной надежности узлов по предлагаемому подходу показывают, что худшим случаем с точки зрения запаса надежности является задание закона равной вероятности для описания распределений значений всех параметров узла.

Для формирования массива случайных значений параметров узла авторами разработан специальный алгоритм, представленный (для одного параметра) в виде блок-схемы на рисунке 3. Алгоритм учитывает два закона распределения – нормальный и равномерный, и предполагает использование стандартных процедур генерирования случайных чисел. Алгоритм предусматривает возможность введения учета других законов распределения, что иллюстрируется резервной линией на блок-схеме.

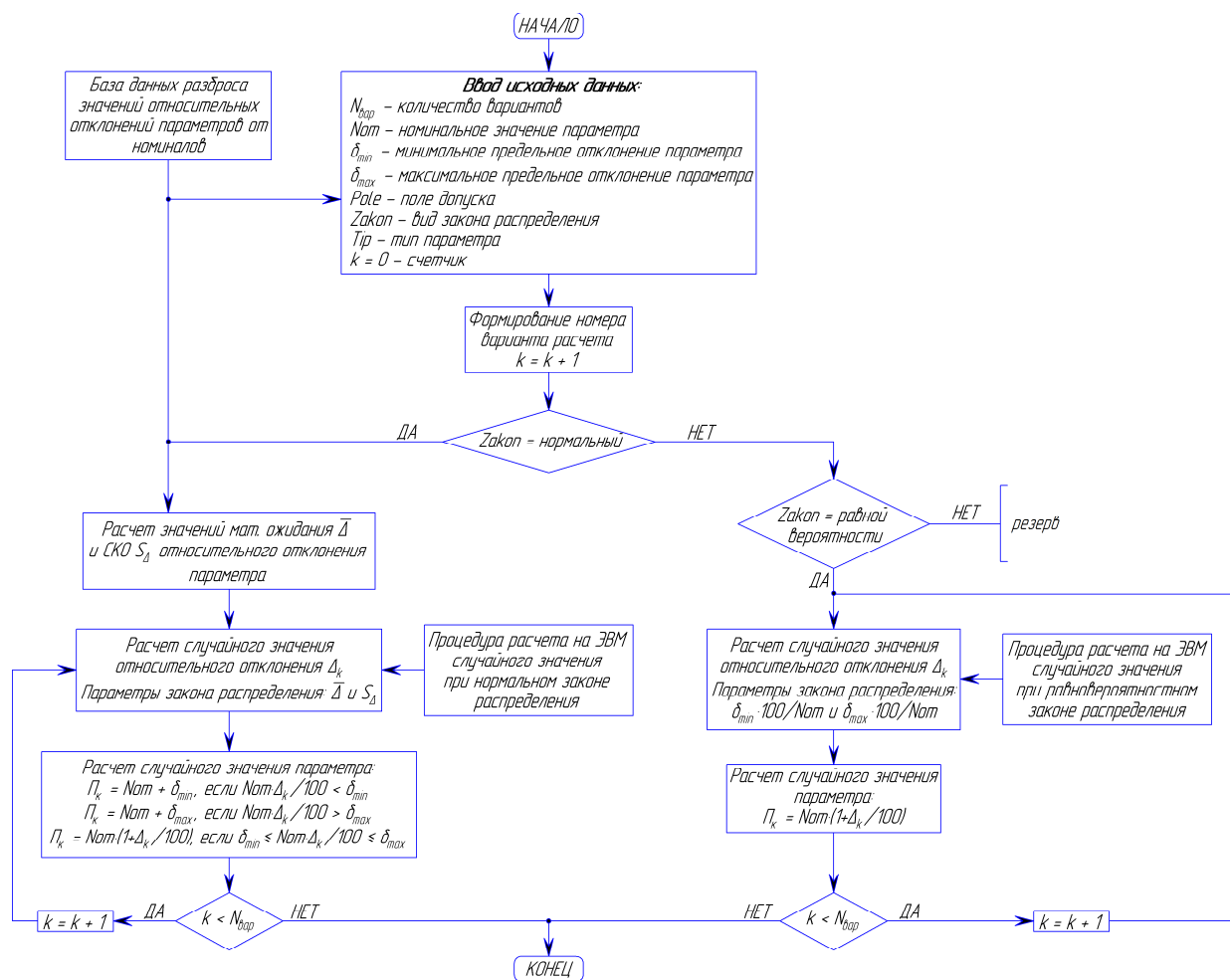


Рис. 3. Блок-схема алгоритма, ориентированного на формирование вариантов значений одного параметра

Для расчета показателей предэксплуатационной надежности узла авторами разработан специальный алгоритм [4], представленный в виде блок-схемы на рисунке 4. Этот алгоритм включает разработанный авторами алгоритм многовариантного расчета значений предельно допускаемого давления уплотняемой среды.

На основе рассмотренных выше составляющих предлагаемого подхода разработана программа расчета показателей предэксплуатационной надежности узлов для ЭВМ, состоящая из двух частей.

Первая часть реализована в виде электронной таблицы Excel (рисунок 5). В ней задаются численные и качественные характеристики параметров узла (H , d , D , $D_{кан}$, $D_{ск}$), которые имеют вероятностные значения и зависят от производства.

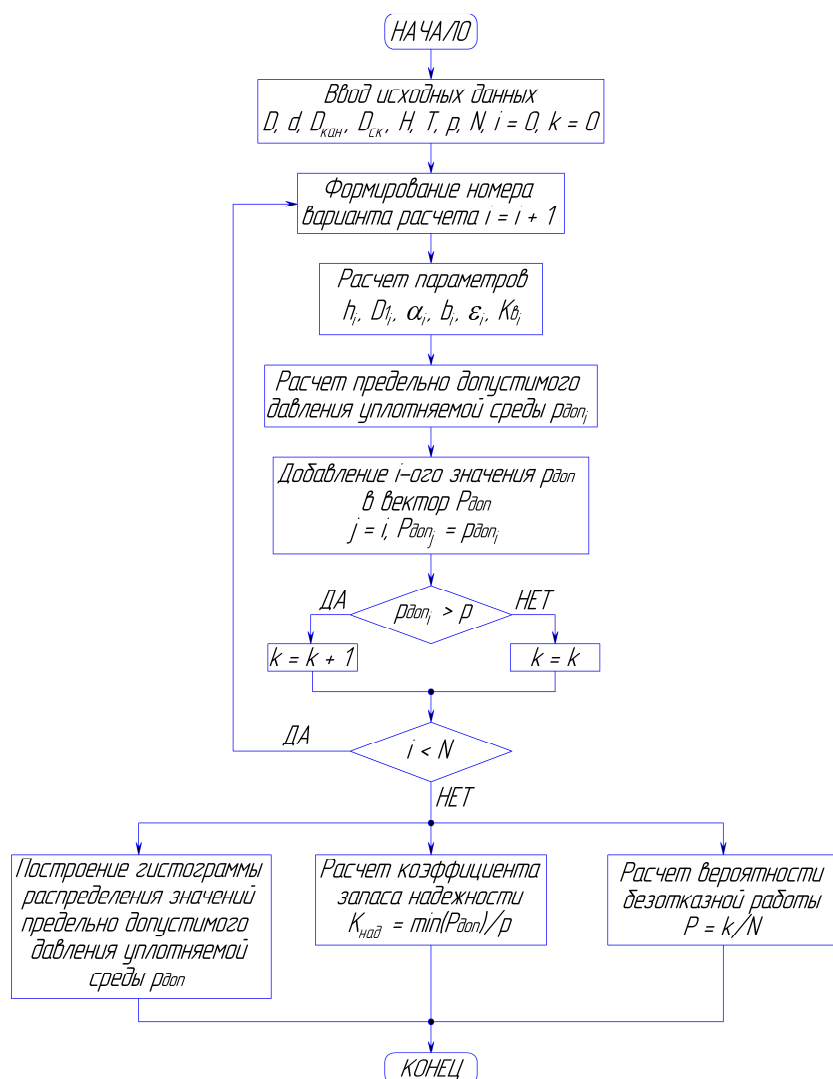


Рис. 4. Блок-схема алгоритма расчета показателей надежности узла, включающий алгоритм многовариантного расчета значений предельно допускаемого давления уплотняемой среды

Microsoft Excel - Исходные данные									
Файл Правка Вид Вставка Формат Сервис Данные Окно Справка									
Аrial Cyr 10 Ж К Ч % 000 115%									
J8									
	A	B	C	D		E	F	G	H
1	Номер параметра	Параметр	Номинальное значение	Предельное отклонение		Поле допуска	Закон распределения отклонений от номинала	Тип размера	
2				нижнее	верхнее				
3	1	Внутренний диаметр резинового кольца, мм	35	-1	-0.1	не задано	равной вероятности	диаметральный	
4	2	Диаметр сечения резинового кольца, мм	3.5	-0.1	0.2	не задано	равной вероятности	диаметральный	
5	3	Диаметр дна канавки под резиновое кольцо, мм	36.4	-0.039	0	не задано	равной вероятности	диаметральный	
6	4	Диаметр поверхности, по которой скользит резиновое кольцо подвижного уплотнительного узла, мм	42	0	0.062	не задано	равной вероятности	диаметральный	
7	5	Твердость материала резинового кольца, ед. IRHD	75	-5	5	не задано	равной вероятности	свойство	

Рис. 5. Первая часть программы расчета показателей предэксплуатационной надежности

уплотнительных узлов

Вторая часть реализована в инженерном калькуляторе MathCAD (рисунок 6). В ней:

- производится импорт данных из таблицы Excel, а также задаются дополнительные исходные данные: количество вариантов расчета, температура кольца, абсолютное давление уплотняемой среды, тип уплотнительного узла;
- формируется массив случайных значений параметров узла;
- проводится расчет случайных значений предельно допускаемого давления и формируется соответствующий массив;
- рассчитываются показатели надежности.

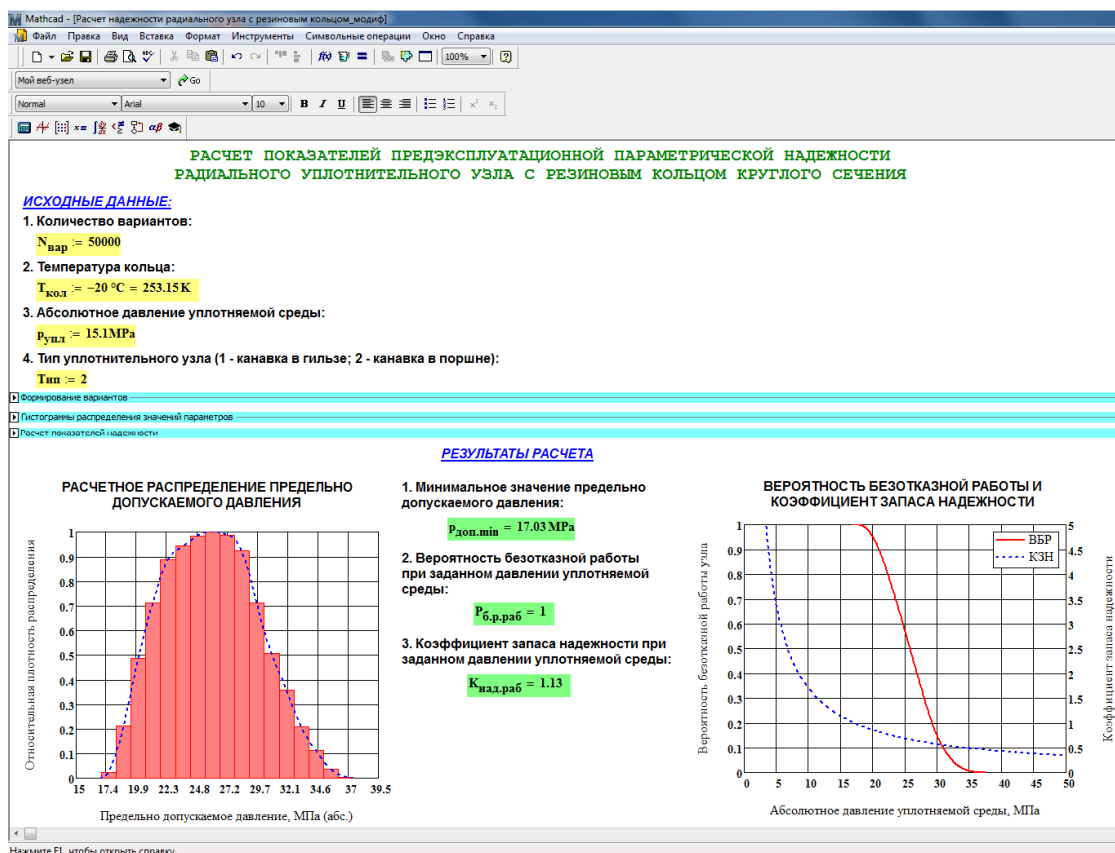


Рис. 6. Вторая часть программы расчета показателей предэксплуатационной надежности уплотнительных узлов (расчетные зависимости находятся в скрытых областях)

Результаты расчета представляются в численной и графической формах (см. рисунок 6). В численной форме выдаются минимальное значение предельно допускаемого давления, вероятность безотказной работы (ВБР) и коэффициент запаса надежности (КЗН) при заданном давлении уплотняемой среды. В графической форме представляется

расчетное распределение значений предельно допускаемого давления, а также зависимости ВБР и КЗН от давления уплотняемой среды.

Таким образом, предложен подход и разработан инструмент для оценки предэксплуатационного запаса надежности радиальных уплотнительных узлов с кольцами круглого сечения. Данный инструмент может быть полезен при проектировании и прогнозировании надежности данных узлов.

Список литературы

1. Аврущенко Б.Х. Резиновые уплотнители. Л.: Химия, 1978. 136 с.
2. Кондаков Л.А., Голубев А.И., Овандер В.Б., Гордеев В.В., Фурманов Б.А., Кармугин Б.В. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.
3. ГОСТ 20403-75. Резина. Метод определения твердости в международных единицах (от 30 до 100 IRHD). Введ. 1981-01-01. М.: Издательство стандартов, 1992. 10 с.
4. Тимофеев Ю.М. Методика анализа начальной параметрической надежности электропневмоклапанов систем ракетно-космических комплексов // Труды МАИ. 2015. №81. Режим доступа: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=57782> (дата обращения 07.06.2015).