

Influence of penetration depth and mechanical properties on contact radius determination for spherical indentation // International Journal of Solids and Structures. 2006. №43. P.4136-4153.

15. Огар П.М., Тарасов В.А. Влияние формы осесимметричной нагрузки на напряженно-деформированное состояние упругопластического полупространства // Системы. Методы. Технологии. 2010. № 1(5). С. 14-20.

16. Кузьменко А.Г. Пластический контакт тел двойкой кривизны // Проблемы трибологии. 2009. №1. С.46-64.

Influence of penetration depth and mechanical properties on contact radius determination for spherical indentation // International Journal of Solids and Structures. 2006. №43. p.4136-4153.

15. Ogar P.M., Tarasov B.A. Effect of the axisymmetrical load shape on the loaded-strained state of elasticoplastic half-space // Sistemy. Metody. Tekhnologii. 2010. № 1. S. 14-20.

16. Kuz'menko A.G. Plastic contact of bicurved bodies // Problemy tribologii. 2009. №1. S.46-64.

УДК 658.512.22

## Автоматизация разработки параметрических моделей контактных уплотнений подвижных соединений и пресс-форм для их изготовления

В.С. Ереско<sup>1</sup>, С.П. Ереско<sup>1\*</sup>, А.Н. Антамошкин<sup>1</sup>, Т.Т. Ереско<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Сибирский государственный аэрокосмический университет им. М.Ф. Решетнева, пр. им. газеты «Красноярский рабочий», 31, Красноярск, Россия

Статья поступила 12.01 2012, принята 10.02.2012

*Герметизирующие устройства контактного типа неподвижных сопрягаемых поверхностей гидроагрегатов работают по принципу прокладок. В этом случае для герметизации соединения достаточно такой величины контактных напряжений, которая способна деформировать материал прокладки до полного исчезновения зазоров. В подвижных соединениях при относительном перемещении сопрягаемых поверхностей требуются дополнительные контактные напряжения, так как в пленке рабочей жидкости, затягиваемой в уплотняемый зазор, возникает гидродинамическое давление, компенсирующее некоторую часть контактных напряжений. В данном случае для повышения герметичности важную роль играет форма эюры распределения контактных напряжений, исключающая или снижающая вероятность возникновения гидродинамического давления, а также обеспечивающая возврат утечки рабочей жидкости в уплотняемую полость. Причиной отказов часто бывают усталостный абразивный износ, а также недопустимое снижение эффективных контактных напряжений в материале вследствие процессов старения и релаксации напряжений в материале уплотнителя. Применяемые в настоящее время методы производства контактных уплотнений с помощью литевых пресс-форм основаны на выборе размеров из ГОСТ на уплотнения и пресс-формы. Однако размеры, приведенные в ГОСТ, зачастую не гарантируют заданного ресурса, так как не учитывают условий эксплуатации. В статье приведены методика построения параметрических моделей контактных уплотнений и технологии их изготовления, включающие оптимизацию проектных параметров и формы, в зависимости от конкретных заданных условий последующей эксплуатации, для обеспечения заданного гарантированного ресурса работоспособности. Методика показана на примере манжетных уплотнителей уменьшенного сечения*

**Ключевые слова:** герметичность, уплотнитель, контактное напряжение, модуль упругости, релаксация, деформация, коэффициент формы, угол раскрытия манжеты, параметризация, параметрическая модель уплотнителя, пресс-форма, параметрическая модель пресс-формы.

## Automatization of parametric models design of contact seals of movable joints and molds for their manufacture

V.S. Eresko<sup>1</sup>, S.P. Eresko<sup>1\*</sup>, A.N. Antamoshkin<sup>1</sup>, T.T. Eresko<sup>1</sup>

<sup>1</sup>M. F. Reshetnev Siberian State Aerospace University, 31, Krasnoyarsky rabochy av., Krasnoyarsk, Russia

Received 12.01.2012; Accepted 10.02.2012

*Contact-type sealing devices of non-moving bearing faces of hydraulic units operate as gaskets. In this case, to seal the joint, it is enough such contact stress value which can deform the gasket material until the gaps completely disappear. In movable joints, at relative movement of bearing faces some additional contact stresses are required, because there appears hydrodynamic pressure compensating some contact stresses in the layer of working fluid which is dragged into the compactible gap. So, the form of a diagram for contact stresses distribution plays major role to improve tightness. It eliminates or reduces the possibility of hydrodynamic pressure occur-*

\* E-mail address: eresko07@mail.ru

rence as well as provides working fluid leakage return into the sealing chamber. The failure causes, as a rule, are abrasive fatigue wear and inadmissible decrease in the effective contact stresses in the material due to stress ageing and relaxation processes in the seal material. The methods currently applied for contact seals manufacture using transfer molds are based on the sizing for seals and molds according to the State Standard (GOST). However, the dimensions given in the State Standard frequently don't guarantee the specified life for they don't take into account the operating conditions. The article proposes the technique for constructing parametric models of contact seals and the production method including design parameters and shape optimization depending on the specific conditions of the subsequent operation to ensure the guaranteed specified life operability. The technique has been demonstrated through the example of a reduced cross-section lip seals.

**Keywords:** tightness, seal, contact stress, elastic modulus, relaxation, deformation, shape factor, cuff opening angle, parameterization, seal parametric model, mold, mold parametric model.

Процессы автоматизации проектирования неразрывно связаны с математическим моделированием объекта проектирования. Уплотнители применяются в гидропневмовакуумных системах для герметизации соединений, и моделирование рабочего процесса и оптимизация конструктивных параметров выполняются с учетом всех условий эксплуатации соединения и вида материала, из которого выполнен уплотнитель.

Герметичность определяется объемом утечек (перетечек) герметизируемой среды из герметизируемой полости объекта, либо между его уплотняемыми полостями.

Г.К. Мюллером [1] предложена формула для определения объема утечек за один двойной ход при возвратно-поступательном движении, основанная на решении уравнения гидродинамики:

$$Q = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{2} (h_v^* - h_r^*), \quad (1)$$

где  $D$  – диаметр штока;  $L$  – ход;  $h_v^*$  – зазор в уплотнении при ходе в сторону низкого давления;  $h_r^*$  – зазор в уплотнении при ходе в сторону высокого давления.

В работе [2] приведена формула определения утечек, основанная на совместном решении уравнений гидродинамики и упругости материала уплотнителя, а также выявлены условия, при которых утечка за двойной ход может быть не только нулевой, но также иметь и отрицательное значение, т. е. возможен насосный эффект. Объем утечки определяется по формуле:

$$Q = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{2} \sqrt{d} \left( \alpha_1 \sqrt{\frac{\mu \cdot v_1}{P_i}} - \alpha_2 \sqrt{\frac{\mu \cdot v_2}{P_i}} \right), \quad (2)$$

где  $D$  – диаметр штока;  $d$  – диаметр сечения уплотнителя круглого сечения;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – безразмерные коэффициенты;  $v_1$  и  $v_2$  – соответственно скорость прямого и обратного хода;  $\mu$  – вязкость рабочей жидкости;  $P_i$  – градиент контактных напряжений по длине уплотнителя.

Таким образом, основными параметрами, определяющими герметичность соединения, являются контактное напряжение, создаваемое в материале уплотнителя при установке его в специальное гнездо, предусмотренное для этой цели конструкцией герметизируемого узла соединения, а также форма уплотнителя, определяющая градиент контактных напряжений.

Контактное напряжение является функцией степени деформации уплотнителя и структуры его материала. Для практических расчетов напряжений в эластомерных деталях в работе [3] рекомендуется уравнение Бар-

тенева-Хазановича, имеющее для одноосной деформации вид:

$$\sigma = A \left( \frac{1}{\sqrt{\lambda}} - \lambda \right), \quad (3)$$

где  $A$  – постоянная, зависящая от структуры материала и имеющая размерность и физический смысл высокоэластического модуля резины (для инженерных расчетов  $A = 2/3E$ ,  $E$  – высокоэластический статический модуль резины);  $\lambda$  – кратность деформации,  $\lambda = h/h_0$ ,  $h$  и  $h_0$  – размеры уплотнителя до и после деформации.

Однако во время эксплуатации и длительного хранения в напряженном состоянии контактное напряжение постоянно уменьшается, что связано с процессом релаксации напряжения, протекающим в материале при постоянной деформации. Уменьшение контактного напряжения  $\sigma_t$  во время  $t$  описывается уравнением [3]:

$$\sigma_t = \sigma_0 \cdot e^{-kt}, \quad (4)$$

здесь  $k$  – константа скорости процесса релаксации напряжения,  $\sigma_0$  – начальное контактное напряжение.

С повышением температуры происходит увеличение скорости процесса релаксации. Изменение контактного значения  $\sigma_t$  от температуры учитывается константой скорости процесса релаксации напряжений, вычисляемой по формуле Аррениуса:

$$k = A \cdot e^{-u/KT}, \quad (5)$$

где  $A$  – постоянная;  $u$  – энергия активации;  $K$  – постоянная Больцмана;  $T$  – температура.

Если уплотнитель долго находится в напряженном состоянии, то происходит накопление остаточной деформации, что, в свою очередь, приводит к снижению высокоэластического восстановления. Зависимость между уменьшением контактного напряжения и накоплением остаточной деформации  $\epsilon_{ост}$  определяется из соотношения [4]:

$$\sigma_t / \sigma_0 = 1 - \epsilon_{ост} = \beta, \quad (6)$$

где  $\beta$  – относительная остаточная эластичность.

Контактное напряжение в связи с учетом действия пониженных температур рассчитывается по формуле:

$$\sigma_t = \sigma_0 \cdot k_b, \quad (7)$$

где  $k_b$  – коэффициент морозостойкости по эластическому восстановлению.

Суммарное изменение напряжения  $\sigma$  с учетом его релаксации во времени рассчитывается по формуле [3, 4]:

$$\sigma = \sigma_0 \cdot \beta \cdot k_g. \quad (8)$$

Герметизирующие устройства контактного типа неподвижных сопрягаемых поверхностей гидроагрегатов работают по принципу прокладок. В этом случае для герметизации соединения достаточно такой величины контактных напряжений, которая способна деформировать материал прокладки до полного исчезновения зазоров.

При относительном перемещении сопрягаемых поверхностей требуются дополнительные контактные напряжения, так как в пленке рабочей жидкости, затягиваемой в уплотняемый зазор, возникает гидродинамическое давление, компенсирующее некоторую часть контактных напряжений.

В данном случае для повышения герметичности важную роль играет форма эпюры распределения контактных напряжений, исключая или снижающая вероятность возникновения гидродинамического давления, а также обеспечивающая возврат утечки рабочей жидкости в уплотняемую полость. Причиной отказов часто бывают усталостный абразивный износ, а также недопустимое снижение эффективных контактных напряжений в материале вследствие процессов старения и релаксации напряжений.

Под эффективными контактными напряжениями понимаются начальные контактные напряжения, создаваемые при монтаже и обеспечивающие герметичность при отсутствии или малых давлениях рабочей жидкости. Герметичность при номинальных давлениях рабочей жидкости обеспечивается способностью эластомерных материалов, подобно вязкой жидкости, передавать эти давления на уплотняемую поверхность за счет эффекта самоуплотнения.

В соответствии с этим условием можно записать:

$$\sigma = \sigma_0 \cdot \beta \cdot k_g + c \cdot P_{ж}, \quad (9)$$

где  $\sigma$  – контактное напряжение на уплотняемой поверхности, МПа;  $\sigma_0$  – начальное контактное напряжение, МПа;  $P_{ж}$  – давление уплотняемой среды, МПа;  $c$  – коэффициент передачи давления среды на уплотняемую поверхность, являющийся функцией коэффициентов Пуассона, трения, жесткости конструкции уплотнителя и давления среды (для резин  $c = 0,85-0,98$ ).

Начальные контактные напряжения  $\sigma_0$  зависят от степени деформации  $\varepsilon$  модуля упругости материала  $E$  и коэффициента формы уплотнителя  $K$  и выражаются соотношением:

$$\sigma_0 = K \cdot \varepsilon \cdot E, \quad (10)$$

Для уплотнительных колец круглой и прямоугольной формы сечения параметры  $K$  и  $\varepsilon$  определяются из выражений (9) и (10) соответственно [3]:

$$K = l + (l/2h), \quad (11)$$

где  $l$  – длина уплотняющей кромки кольца;  $h$  – высота сечения кольца.

$$\varepsilon = \frac{h-h_r}{h}, \quad (12)$$

где  $h_r$  – высота сечения установочного гнезда.

Функция распределения контактных напряжений по длине контакта от предварительного натяга для круглых и прямоугольных колец может быть определена расчетным путем.

Для  $U$ -образных манжет аналитическое выражение для определения коэффициента формы до сих пор не найдено, и причиной тому является сложное напряженное состояние деформированной манжеты.

В связи с необходимостью экспериментального измерения контактных напряжений в различных точках по ширине уплотняющей кромки уплотнителей и исследования влияния перечисленных выше процессов на изменение этих напряжений был изготовлен специальный прибор, позволяющий замерять эпюры контактных напряжений у штоковых уплотнителей [5], в основу конструкции которого положен принцип компенсации напряжений в испытуемых образцах внешней нагрузкой.

Выражение для определения коэффициента формы  $K_i$  для рабочей части манжетных уплотнителей находим, используя уравнение (10):

$$K_i = \frac{\sigma}{E \cdot \varepsilon_i}, \quad (13)$$

Высоту сечения уплотнителя и установочного гнезда для манжетных уплотнителей определяли следующим уравнением:

$$h = D_{ni} - D_{vi}; \quad h_z = D_{ц} - D_{ш}, \quad (14)$$

где  $D_{ni}$  и  $D_{vi}$  – наружный и внутренний диаметры рассматриваемого сечения  $i$  манжетного уплотнителя;  $D_{ц}$  – наружный диаметр установочного гнезда;  $D_{ш}$  – внутренний диаметр установочного гнезда.

Используя выражение (12), находим формулу для определения степени сжатия манжетных уплотнителей:

$$\varepsilon_i = 1 - \frac{D_{ц} - D_{ш}}{D_{ni} - D_{vi}}, \quad (15)$$

Для экспериментального измерения эпюры распределения контактных напряжений при ширине рабочей кромки были отобраны 12 образцов манжетных уплотнителей 70x55 ГОСТ 14896-84 из резины ИРП 3012 с модулем упругости  $E=7$  МПа [5]. С целью уменьшения погрешности при измерении наружного и внутреннего диаметра и их изменения по ширине рабочей кромки найдем выражения для определения наружного и внутреннего диаметров в зависимости от расстояния до боковой опорной поверхности манжеты  $l_i$ .

Выражение для определения наружного диаметра  $D_{ni}$  в  $i$ -ой точке поверхности уплотнителя находим, пользуясь геометрическими соотношениями, указанными на рис. 1:

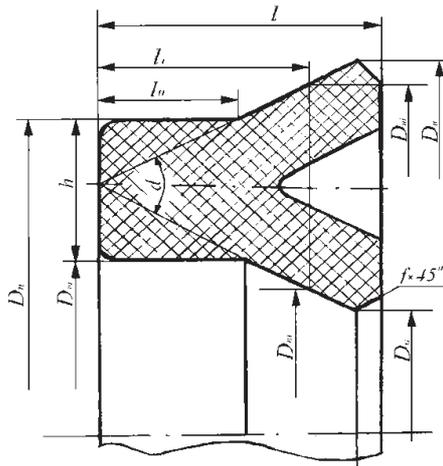


Рис. 1. Сечение манжетного уплотнителя ГОСТ 14896-84 [6].

$$\frac{D_{ni}-D_{и}}{2(l_i-l_0)} = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{D_n-D_{и}}{2(l-f-l_0)} = \frac{D_{ш}-D_{vi}}{2(l_i-l_0)}, \quad (16)$$

откуда:

$$D_{ni} = D_{и} + (l_i - l_0) \cdot \frac{D_n - D_{и}}{(l - f - l_0)}, \quad (17)$$

аналогично:

$$D_{vi} = D_{ш} + (l_i - l_0) \cdot \frac{D_n - D_{и}}{(l - f - l_0)}, \quad (18)$$

где  $f$  – размер фаски на рабочей кромке;  $l_0$  – длина опорной части.

На рис. 2 приведен график экспериментальных значений коэффициента формы  $K_i$  манжетного уплотнителя в зависимости от расстояния до боковой опорной поверхности манжетного уплотнителя 70x55 ГОСТ 14896-84 из резины ИРП 3012 с модулем упругости  $E = 7$  МПа.

Аналитическая зависимость коэффициента формы от расстояния  $l_i$  до опорного торца для рабочей части манжетного уплотнителя (при  $l_i > l_0$ ) может быть представлена уравнением прямой:

$$K_i = K\phi(l_i - l_0), \quad (19)$$

В результате обработки экспериментальных значений коэффициента формы с использованием уравнения (19) по методу наименьших квадратов для 12 испытанных образцов получено значение  $K_\phi = 0,18 \text{ мм}^{-1}$ .

С учетом уравнения (16) переписываем уравнение (19) для расчета коэффициента формы в виде:

$$K_i = K\phi \cdot \left( \frac{D_{иi} - D_{и}}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2)} \right), \quad (20)$$

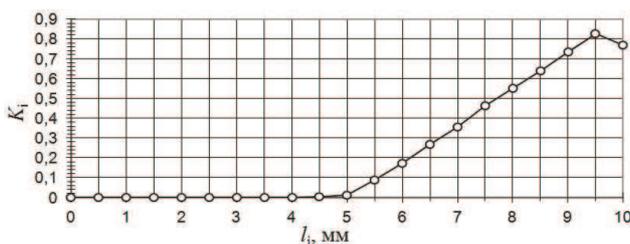


Рис. 2. Экспериментальный график изменения коэффициента формы  $K_i$  по длине рабочей кромки уплотнителя  $l_i$ .

Распределение начальных контактных напряжений по длине рабочей кромки для штоковых манжетных уплотнителей при отсутствии давления рабочей среды (эпюра контактных напряжений) может быть рассчитано с учетом найденных зависимостей (10) и (20) соответственно для степени сжатия  $\varepsilon$  и коэффициента формы  $K_i$ :

$$\sigma_{0i} = K\phi \cdot \frac{D_{иi} - D_{и}}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2)} \cdot E \cdot \left( 1 - \frac{D_{иi} - D_{и}}{D_{ni} - D_{иi}} \right). \quad (21)$$

Разбивая манжетный уплотнитель на опорную и рабочую части, отдельно для каждой из них можно рассчитать начальные контактные напряжения в  $i$ -тых точках уплотняющей поверхности манжеты  $\sigma_{0i}$ .

При наличии давления уплотняемой среды коэффициент передачи давления среды на поверхность контакта для опорной части определяется, как для кольца прямоугольного сечения с учетом выражения, приведенного в [7]:

$$c = \frac{\nu}{1-\nu} \cdot \exp \left[ -\frac{4 \cdot f_{ci} \cdot \nu \cdot l \cdot (n_1 - i)}{(D_{ni} - D_{иi}) \cdot (1 - \nu)} \right], \quad (22)$$

где  $n_1$  – порядковый номер точки, определяющей границу деления сечения уплотнителя на опорную и рабочую части.

Для рабочей части манжетного уплотнителя ( $i > n_1$ ):

$$c = \frac{\nu}{1-\nu}, \quad (23)$$

здесь  $\nu$  – коэффициент Пуассона;  $f_i$  – средний коэффициент трения на поверхностях контакта уплотнителя; приближенно его можно определить как [7]:

$$f_i \approx \frac{f_i - f_0}{2}, \quad (24)$$

где  $f_0$  – коэффициент сухого трения резины по стали для неподвижных поверхностей;  $f_i$  – коэффициент трения на подвижной поверхности.

Решая совместно уравнения (2–10), получим математическую модель расчета распределения контактных напряжений на рабочей кромке для манжетных уплотнителей [8]:

$$\sigma_i = K\phi \cdot \frac{D_{иi} - D_{и}}{2 \operatorname{tg}(\alpha/2)} \cdot E \cdot \left( 1 - \frac{D_{иi} - D_{и}}{D_{ni} - D_{иi}} \right) \cdot \beta \cdot k_\varepsilon + \frac{n}{1-n} \cdot \exp \left[ \frac{4 \cdot f_{ci} \cdot n \cdot l \cdot (n_1 - i)}{(D_{ni} - D_{иi}) \cdot (1 - n)} \right] \cdot P_{ж}, \quad (25)$$

Методику оптимизации конструктивных параметров формы манжетного уплотнителя составим для угла раскрытия профиля сечения манжетного уплотнителя  $\alpha$ .

За критерий оптимизации примем минимально необходимое контактное напряжение, обеспечивающее герметичность соединения с учетом действующего статического и гидродинамического давления уплотняемой среды.

В подвижном соединении возникает гидродинамическое давление рабочей жидкости  $P_{гд}$ , тогда уравнение герметичности для подвижного соединения примет вид:

$$\sigma_0 \geq P_{гд} + cP_{ж}. \quad (26)$$

Модуль упругости относительно модуля, измеренного при нормальных условиях [8]:

$$E = E_{20} * 10^{(-0.0038t+0.076)}, \quad (27)$$

где  $E$  – модуль упругости при температуре  $t$ ,  $E_{20}$  – модуль упругости при нормальных условиях.

$$K \epsilon E e^{-k\tau} \geq P_{гд} + \left(1 - \frac{\nu}{1-\nu}\right) P_{ж}. \quad (28)$$

Решая уравнение относительно  $\alpha$ , получаем:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \leq \frac{K\phi(D_{ш}-D_{сi})\left(1-\frac{D_{ш}-D_{ш}}{D_{шi}-D_{сi}}\right)e^{-k\tau}E_{20}10^{(-0.0038t+0.076)}}{2[P_{гд}+P_{ж}\left(1-\frac{\nu}{1-\nu}\right)]} \quad (29)$$

$$2 \arctg \left( \frac{\alpha \leq K\phi(D_{ш}-D_{сi})\left(1-\frac{D_{ш}-D_{ш}}{D_{шi}-D_{сi}}\right)e^{-k\tau}E_{20}10^{(-0.0038t+0.076)}}{P_{гд}+P_{ж}\left(1-\frac{\nu}{1-\nu}\right)} \right), \quad (30)$$

где  $t$  – время (заданная долговечность уплотнения),  $\nu$  – коэффициент Пуассона,  $P_{ж}$  – давление жидкости,  $T$  – температура,  $P_{гд}$  – гидродинамическое давление жидкости в уплотняемом зазоре.

Гидродинамическое давление жидкости в уплотняемом зазоре может быть определено экспериментально для конкретных гидроагрегатов, как это сделано в работе [9].

Таким образом, найденная зависимость угла раскрытия манжетного уплотнителя позволяет связать расчетные модули системы автоматизированного проектирования уплотнителей с проектными модулями системы проектирования пресс-форм для их изготовления.

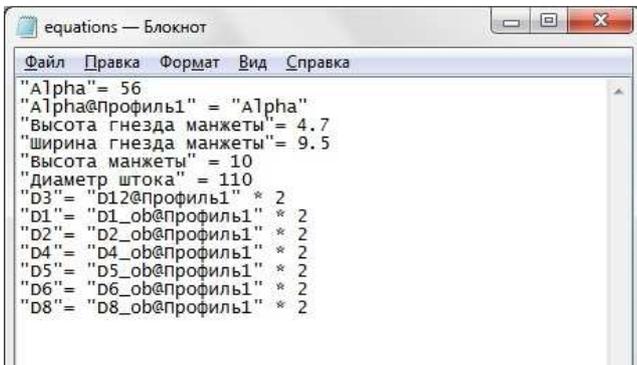


Рис. 3. Переменные для ввода в параметрическую модель манжеты.

Полученные результаты записываем в текстовый файл по форме, приведенной на рис. 3.

Поставленная задача решается путем подготовки трехмерной параметрической модели манжеты и шаблонов/заготовок пресс-формы. Примем исследуемую манжету по ГОСТ 14896-84 как базовую модель для разработки новой параметрической модели.

Как видно на рис. 3, модель регулируется несколькими параметрами с заданной величиной, такими, как угол раскрытия, размеры гнезда манжеты и высота манжеты. Остальные параметры нужны для создания пресс-формы манжеты.

Создадим параметрическую модель манжетного уплотнителя (рис. 4), параметры которого мы рассчитали. Модель имеет управляющие размеры, обозначенные знаком суммы. Импортируем уравнения, управляющие размерами из предварительно созданного текстового файла (рис. 5).

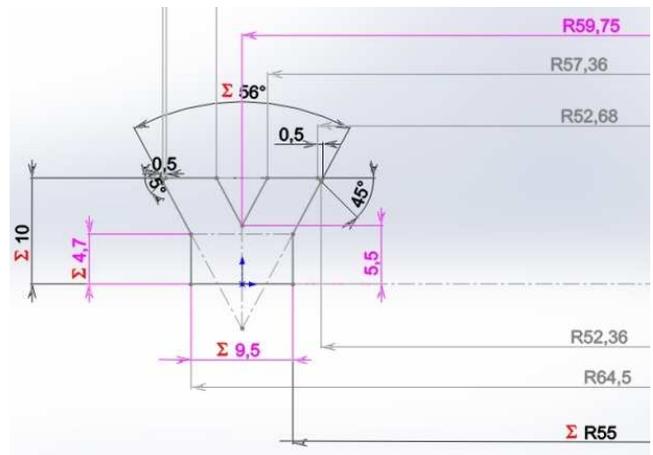


Рис. 4. Профиль модели манжеты.

После чего мы получаем законченную модель манжеты. Чтобы создать заготовку манжеты, предположим, что усадка резины идет равномерно по всем участкам манжеты, следовательно, масштабируем деталь на 0,5-3 %, в зависимости от выбранной нами резины. Данную функцию тоже можно включать в таблицу уравнений для манжеты.

Имя	Значение / Уравнение	Равняется	Заметки
<b>Глобальные переменные</b>			
"Alpha"	= 56	56	<input checked="" type="checkbox"/>
"D3"	= "D12@Профиль1" * 2	119,5мм	<input checked="" type="checkbox"/>
"D1"	= "D1_ob@Профиль1" * 2	105,36мм	<input checked="" type="checkbox"/>
"D2"	= "D2_ob@Профиль1" * 2	114,71мм	<input checked="" type="checkbox"/>
"D4"	= "D4_ob@Профиль1" * 2	124,29мм	<input checked="" type="checkbox"/>
"D5"	= "D5_ob@Профиль1" * 2	133,64мм	<input checked="" type="checkbox"/>
"D6"	= "D6_ob@Профиль1" * 2	134,29мм	<input checked="" type="checkbox"/>
"D8"	= "D8_ob@Профиль1" * 2	129мм	<input checked="" type="checkbox"/>
"Высота манжеты"	= 10	10	<input checked="" type="checkbox"/>
"Высота гнезда манжеты"	= 4,7	4,7	<input checked="" type="checkbox"/>

Рис. 5. Таблица уравнений параметрической модели.

Создаем твердое тело модели (рис. б).



Рис. 6. Параметрическая модель манжеты.

Полученную параметрическую модель манжеты используем в созданных заготовках пресс-формы манжеты по ГОСТ 26619-85 (рис. 7).

На рис. 7 показан итоговый сборочный вид 3D-модели пресс-формы для изготовления исследуемой манжеты. Изменяя параметры гнезда или угла раскрытия, мы изменяем и саму модель манжеты, после чего эта модель может быть использована для создания конструкторской документации в полуавтоматическом режиме или же экспортирована как файл трехмерной модели (Edrawings, IGESIS, STEP и другие международные форматы обмена данными). Внося изменения в

переменные манжеты и ее шаблон, можно получить в автоматическом режиме такие переменные, как фамилия автора, тип резины, с автоматическим указанием усадки в процентах, и автозаполнение спецификации на пресс-форму манжеты в конструкторской документации.

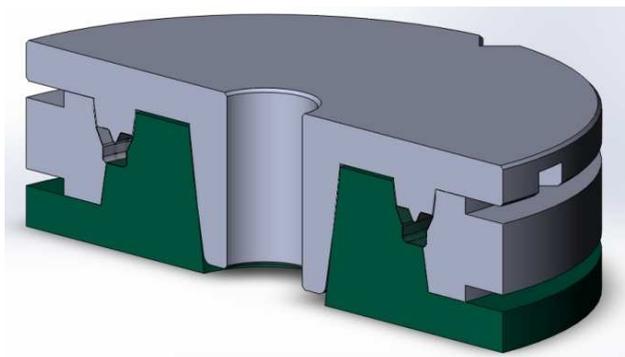


Рис. 7. Параметрическая модель пресс-формы манжеты..

### Литература

1. Мюллер Г.К. Анализ утечек и трения эластомерных уплотнений при возвратно-поступательном движении на основе гидродинамики жидкостной пленки // Проблемы современной уплотнительной техники: сб. ст. М., 1967. С.172–193.
2. Кондаков Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1982. 216 с.
3. Аврущенко Б.Х. Резиновые уплотнители. Л.: Химия, 1978. 130 с.
4. Аврущенко Б.Х., Ратнер Б.В. Особенности химической релаксации напряжения в резиновых уплотнителях при возвратно-поступательном движении // Каучук и резина. 1970. №10. С. 36-38.
5. Ереско С.П. Исследование влияния нагрузочного режима однокорпусных экскаваторов на надежность гидроцилиндров рабочего оборудования и их уплотнительных устройств: дис. ... канд. техн. наук. Л., 1981. 260 с.
6. ГОСТ 14896-84. Манжеты уменьшенного сечения для уплотнительных устройств.
7. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. Л.: Машиностроение, 1973. 232 с.
8. Ереско С.П. Система управления надежностью уплотнений подвижных соединений гидроагрегатов строительных машин: дис. ... д-ра. техн. наук. Красноярск, 2003. 425 с.
9. Ереско Т.Т. Совершенствование конструкций и рабочего процесса гидропневмоагрегатов ударного действия: дис. ... д-ра техн. наук. Красноярск, 2005. 330 с.

### References

1. Myuller G.K. Analysis of leakages and friction elastic seals in the process of reciprocating motion based on the fluid film hydrodynamics / G.K. Myuller // Problemy sovremennoy uplotnitel'noy tekhniki. M.: Mir, 1967. S. 172-193.
2. Kondakov L.A. Working fluids and hydraulic systems seals. M.: Mashinostroeniye, 1982. 216 s.
3. Avrushchenko B.Kh. Rubber seals. L.: Khimiya, 1978. 130 s.
4. Avrushchenko B.Kh. Peculiar features of chemical relaxation strain occurring in rubber seals in the process of reciprocating motion // Kauchuk i rezina. NIIRP, 1970. №10. S. 36-38.
5. Eresko S.P. Research for the impact of a single-bucket excavator load mode on the operational equipment hydrocylinders and their sealing devices: dis. ... kand. tekhn. nauk. L.: LISI, 1981. 260 s.
6. GOST (the State Standard) 14896-84. Drafted cups of sealing devices.
7. Makarov G.V. Sealing devices. M.: Mashinostroeniye, 1973. 232 s.
8. Eresko S.P. Reliability control system of movable joints seals of building machines hydraulic units: dis. ... dokt. tekhn. nauk. Krasnoyarsk: NII SUVPT, 2003. 425 s.
9. Eresko T.T. Impact hydroairunits design and working procedure improvement: dis. ... dokt. tekhn. nauk. Krasnoyarsk: NII SUVPT, 2005. 330 s.