

Э.М.Аббасов¹, К.О.Рустамова²

**О РАСПРЕДЕЛЕНИИ КОНТАКТНОГО ДАВЛЕНИЯ МЕЖДУ ВНУТРЕННЕЙ
ПОВЕРХНОСТЬЮ УПЛОТНИТЕЛЯ И СТЕНКОЙ ЦИЛИНДРА**

^{1,2}НИПИ «Нефтегаз»,
ул. Зардаби, 88а, Аз1012, Баку, Азербайджан;
e-mail: aelhan@mail.ru¹, r.k_bdu@mail.ru²

Abstract. A character of distribution of contact pressure between an internal surface of compactor and a cylinder wall is studied in dependence on geometrical sizes and mechanical properties of compactor under its one-sided compression. A value of axial loading for obtaining the tightness is determined. A dependence between the value of necessary for tightness axial load and geometrical sizes is established. It is shown that when the height of compactor is decreased, then the necessary for tightness axial load is strongly increased. The threshold value of height of compactor beyond of which the contact pressure depends a little on the value of axial load is determined.

Key words: cylinder wall, compactor, height of compactor, boundary condition, potential energy.

Введение.

Достижение герметичности уплотнения при наименьшей внешней нагрузке цилиндрическими уплотнителями улучшает их работоспособность, и определение параметров уплотнителя имеет важное научное значение [9, 10, 12, 14 – 18]. Этой проблеме посвящены работы [1, 2, 21, 24 – 26].

Однако, в этих работах механизм достижения герметичности уплотнения изучен недостаточно и не учитывается влияние краевых эффектов. Как показывает опыт применения цилиндрических уплотнительных элементов, краевые эффекты оказывают существенное влияние на их герметизирующую способность.

Поэтому изучение герметизирующей способности цилиндрических уплотнительных элементов с учетом краевых эффектов, и разработка на этой основе эффективных мер по улучшению их работоспособности имеет как практическое, так и научное значение.

В данной статье на основе теоретических исследований определяем характер распределения контактного давления между внутренней поверхностью уплотнительного элемента и стенкой цилиндра в зависимости от геометрических размеров и механических свойств уплотнителя при одностороннем его сжатии.

Определена величина осевой нагрузки для достижения герметичности с учетом различий деформированного состояния до и после соприкосновения наружной поверхности уплотнительного элемента со стенкой цилиндра. Установлена зависимость между величиной осевой нагрузки, необходимой для герметичности, и геометрическими размерами при одностороннем сжатии уплотнительного элемента.

Показано, что с уменьшением высоты уплотнительного элемента осевая нагрузка, необходимая для достижения герметичности, сильно возрастает.

Кроме того, определено предельное значение высоты уплотнительного элемента при одностороннем сжатии, выше которого контактное давление мало зависит от величины осевой нагрузки.

1. Постановка и решение задачи.

Рассмотрим уплотнительный элемент в виде полого цилиндра, надетого на шток с зазором δ упирающей наружной поверхности к стенке уплотняемого цилиндра (рис. 1). Герметичность поверхности штока и стенки цилиндра достигается путем одностороннего осевого сжатия уплотнительного элемента (рис. 1). Решение задачи выполним в два этапа. *Первый этап* – сжатие уплотнительного элемента до соприкосновения его наружной поверхности со стенкой цилиндра, а *второй этап* – достижение герметичности.

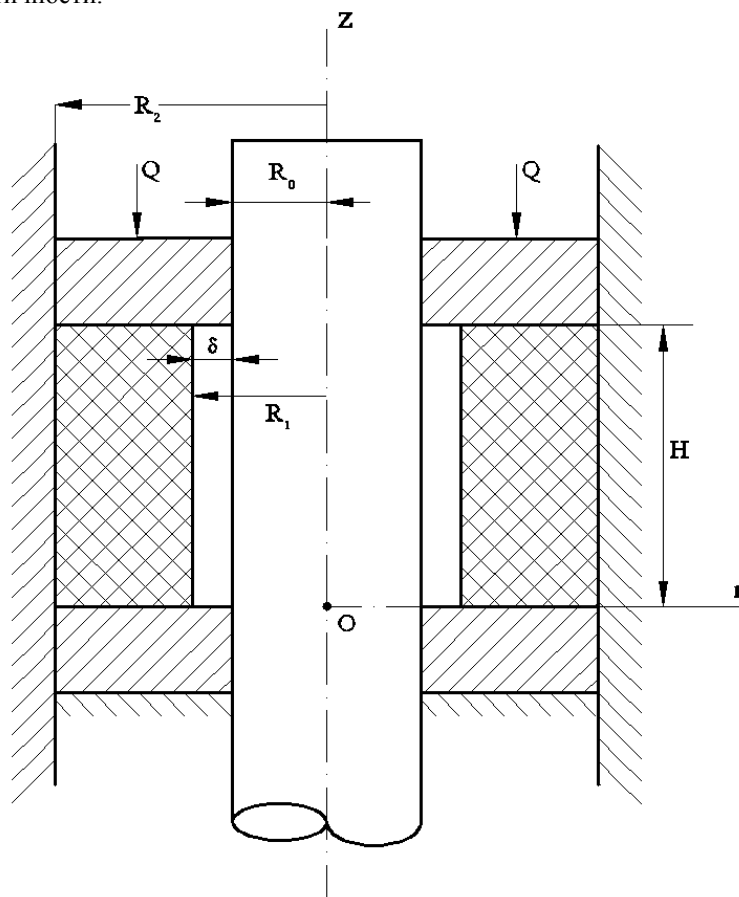


Рис.1

Первый этап. Так как материал уплотнительного элемента является однородным, то его деформацию принимаем осесимметричной. Тогда можно использовать гипотезу плоских сечений, предполагая, что осевая деформация уплотнительного элемента зависит только от координаты в осевом направлении.

Начало координатной системы поместим в центре нижнего сечения уплотнительного элемента, координатную ось z направим вертикально вверх, а ось r – в сторону увеличения радиуса (рис. 1).

С учетом вышепринятых допущений деформацию уплотнительного элемента w_1 в осевом направлении принимаем в виде [1, 4 – 6, 11, 13]

$$w_1 = f_1(z), \quad (1)$$

где $f_1(z)$ – неизвестная функция, зависящая от z и подлежащая определению.

Принимая материал уплотнительного элемента несжимаемым [9, 24], имеем равенство

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(u_1 r)}{\partial r} + \frac{\partial w_1}{\partial z} = 0, \quad (2)$$

где $u_1(r, z)$ – деформация уплотнителя в радиальном направлении.

Из выражения (2) с учетом формулы (1) следует формула

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(u_1 r)}{\partial r} = -f_1'(z). \quad (3)$$

Интегрируя выражение (3), имеем равенство

$$u_1(r, z) = -\frac{1}{2} r f_1'(z) + \frac{c_1}{r} \quad [c_1 = \text{const}]. \quad (4)$$

Граничное условие принимаем в виде

$$u_1(r, z)|_{r=R_2} = 0. \quad (5)$$

Тогда из выражения (4) с учетом граничного условия (5) получим

$$u_1(r, z) = \frac{1}{2} \left(\frac{R_2^2}{r} - r \right) f_1'(z). \quad (6)$$

Для потенциальной энергии уплотнительного элемента после его деформации с учетом осесимметричности и линейности имеем равенство [9, 18, 19, 27]

$$\Pi = 4\pi G \int_0^H \int_{R_1}^{R_2} \left(\varepsilon_r^2 + \varepsilon_\theta^2 + \varepsilon_z^2 + \frac{1}{2} \gamma_{rz}^2 \right) r dr dz - \int_0^H Q \cdot f_1'(z) dz, \quad (7)$$

где H – высота; R_1, R_2 – соответственно, внутренний и наружный радиусы уплотнителя; $\varepsilon_r, \varepsilon_\theta, \varepsilon_z$ и γ_{rz} – соответственно, радиальная, тангенциальная, осевая и сдвиговая деформации [3, 16]:

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r}; \quad \varepsilon_\theta = \frac{u}{r}; \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}; \quad \gamma_{rz} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} \right). \quad (8)$$

Тогда из выражения (7) с учетом формул (1), (6) и (8) получим

$$\Pi = 2\pi G \times$$

$$\begin{aligned} & \times \int_0^H \left\{ \left(-\frac{3}{64} R_2^4 - \frac{1}{64} R_1^4 + \frac{1}{16} R_2^2 R_1^2 + \frac{1}{16} R_2^4 \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right) \right) f_1''^2(z) + \right. \\ & \left. + \left(R_2^2 - \frac{3}{2} R_1^2 + \frac{1}{2} \frac{R_2^4}{R_1^2} \right) f_1'^2(z) - \frac{Q}{2\pi G} f_1'(z) \right\} dz, \quad (9) \end{aligned}$$

где G – модуль упругости сдвига материала уплотнителя.

Из функционала (9) на основе уравнения Эйлера [7, 8, 22] имеем

$$\begin{aligned} & \varphi''(z) - \frac{R_2^2 - \frac{3}{2} R_1^2 + \frac{1}{2} \frac{R_2^4}{R_1^2}}{-\frac{3}{64} R_2^4 - \frac{1}{64} R_1^4 + \frac{1}{16} R_2^2 R_1^2 + \frac{1}{16} R_2^4 \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right)} \varphi(z) + \\ & - \frac{Q}{2\pi G} f_1'(z) \end{aligned}$$

$$+ \frac{q(R_2^2 - R_1^2)}{4 \left(-\frac{3}{64} R_2^4 - \frac{1}{64} R_1^4 + \frac{1}{16} R_2^2 R_1^2 + \frac{1}{16} R_2^4 \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right) \right)} = 0, \quad (10)$$

где $\varphi(z) = f_1'(z)$.

Интегрируя уравнение (10) с учетом $\varphi(z) = f_1'(z)$, получаем уравнение

$$f_1(z) = \frac{c_2}{k} \operatorname{ch} kz + \frac{c_3}{k} \operatorname{sh} kz + \frac{A}{k^2} z + c_4 \quad (11)$$

$$\left[k = \sqrt{\frac{R_2^2 - \frac{3}{2} R_1^2 + \frac{1}{2} \frac{R_2^4}{R_1^2}}{-\frac{3}{64} R_2^4 - \frac{1}{64} R_1^4 + \frac{1}{16} R_2^2 R_1^2 + \frac{1}{16} R_2^4 \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right)}}; \right. \\ \left. A = \frac{q(R_2^2 - R_1^2)}{4 \left(-\frac{3}{64} R_2^4 - \frac{1}{64} R_1^4 + \frac{1}{16} R_2^2 R_1^2 + \frac{1}{16} R_2^4 \ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right) \right)} \right];$$

c_2, c_3, c_4 – постоянные интегрирования, которые определяем из граничных условий

$$\mu Q|_{z=H} = 2\pi G \int_{R_1}^{R_2} \gamma_{zr} r dr; \quad w_1|_{z=0} = 0; \quad u_1(r, z)|_{z=0} = -\delta, \quad (12)$$

где μ – коэффициент трения между шайбой и торцом уплотнителя.

Из выражения (11) с учетом граничных условий (12), соответственно, получаем

$$c_2 = \frac{\mu q (R_2^2 - R_1^2)}{B k \operatorname{ch} kH} + \left(\frac{\delta}{\lambda} + \frac{A}{k^2} \right) \operatorname{th} kH; \quad c_3 = -\frac{\delta}{\lambda} - \frac{A}{k^2}; \\ c_4 = -\frac{\mu q (R_2^2 - R_1^2)}{B k^2 \operatorname{ch} kH} - \left(\frac{\delta}{\lambda k} + \frac{A}{k^3} \right) \operatorname{th} kH \quad (13)$$

$$\left[B = \frac{R_2^3}{3} - \frac{1}{2} R_2^2 R_1 + \frac{R_1^3}{6}; \quad \lambda = \frac{1}{2} \left(\frac{R_2^2}{R_1} - R_1 \right) \right].$$

Радиальное напряжение в любой точке уплотнителя может быть определено по формуле [3, 9, 20]

$$\sigma_r = G(2\varepsilon_r + s), \quad (14)$$

где s – функция гидростатического давления.

Граничное условие –

$$\sigma_r|_{r=R(z)} = 0 \quad \left[R(z) = R_1 + u_1(r, z)|_{r=R_1} \right]. \quad (15)$$

Тогда из условия (15) с учетом выражений (6) и (14) получаем

$$s = \left(\frac{R_2^2}{R^2(z)} + 1 \right) f_1'(z). \quad (16)$$

Осевую нагрузку Q для поджатия уплотнителя определим по формуле

$$\pi(R_2^2 - R_1^2) \sigma_z \Big|_{z=H} = Q, \quad (17)$$

с другой стороны имеем равенство

$$\sigma_z = G(2\varepsilon_z + s). \quad (18)$$

Из выражения (17) с учетом выражений (11), (13) – (16) и (18) получим

$$q = \left(\frac{R_2^2}{R^2(H)} + 3 \right) f_1'(H) \quad \left[q = \frac{Q}{\pi G(R_2^2 - R_1^2)} \right]. \quad (19)$$

Из выражения (19) определим q в явном виде

$$\begin{aligned} q = & \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \left(\frac{2a^3}{27} - \frac{ab}{3} + c \right) + \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{2a^3}{27} - \frac{ab}{3} + c \right)^2 + \left(-\frac{a^2}{9} + \frac{b}{3} \right)^3}} + \\ & + \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \left(\frac{2a^3}{27} - \frac{ab}{3} + c \right) - \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{2a^3}{27} - \frac{ab}{3} + c \right)^2 + \left(-\frac{a^2}{9} + \frac{b}{3} \right)^3}} - \frac{a}{3} \quad (20) \\ & \left[a = \frac{-\frac{3\delta C}{\operatorname{ch} kH} + 2(3C-1) \left(R_1 - \frac{\delta}{\operatorname{ch} kH} \right)}{\lambda C(3C-1)}; \right. \\ & b = \frac{R_2^2 C + (3C-1) \left(R_1 - \frac{\delta}{\operatorname{ch} kH} \right)^2 - \frac{6\delta C}{\operatorname{ch} kH} \left(R_1 - \frac{\delta}{\operatorname{ch} kH} \right)}{\lambda^2 C^2(3C-1)}; \\ & c = \frac{-R_2^2 - 3 \left(R_1 - \frac{\delta}{\operatorname{ch} kH} \right)^2}{\lambda^3 C^2(3C-1) \operatorname{ch} kH} \delta; \\ & \left. C = \frac{\mu(R_2^2 - R_1^2) \operatorname{sh} kH}{B k \operatorname{ch} kH} - \frac{(R_2^2 - R_1^2)(1 - \operatorname{ch} kH)}{4 \left(R_2^2 - \frac{3}{2} R_1^2 + \frac{1}{2} R_2^4 \right) \operatorname{ch} kH} \right]. \end{aligned}$$

Из выражения (20) определяем величину осевой нагрузки, необходимой для поджатия уплотнительного элемента до соприкосновения его наружной поверхности со стенкой цилиндра.

Второй этап. Определим также величину осевой нагрузки, необходимую для полного соприкосновения наружной поверхности уплотнительного элемента со стенкой цилиндра. Начало координатной системы также поместим в центре нижнего сечения уплотнительного элемента и ось z направим вертикально вверх, а ось r – в сторону увеличения радиуса, как показано на рис. 2.

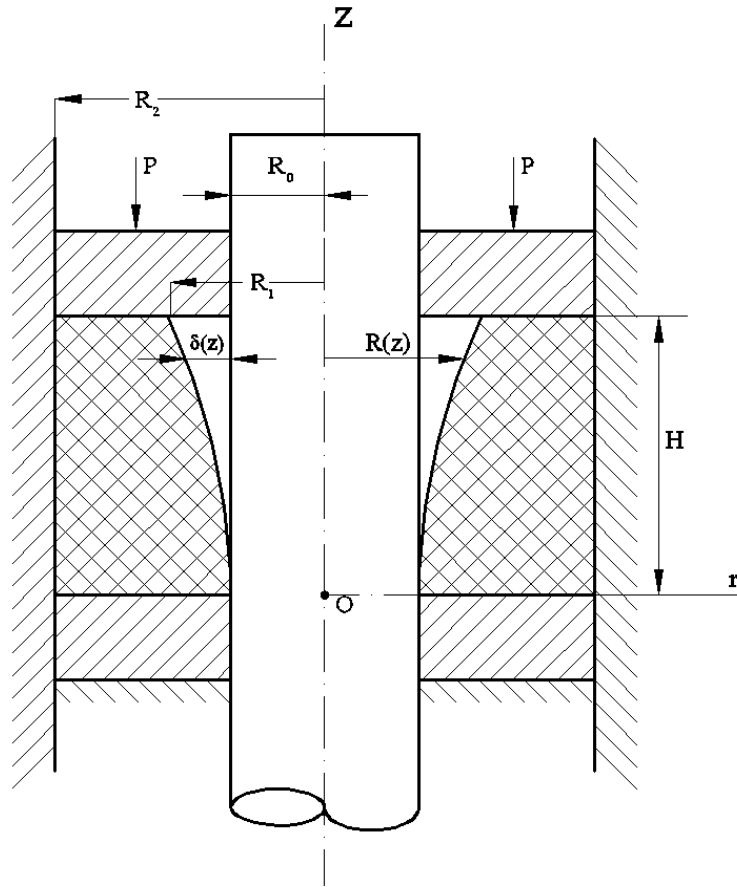


Рис. 2

Используя гипотезу плоских сечений и, соответственно, предполагая, что осевая деформация уплотнительного элемента зависит только от координаты в осевом направлении z , принимаем

$$w_2 = f_2(z), \quad (21)$$

где w_2 – осевая деформация сечений уплотнительного элемента; $f_2(z)$ – неизвестная функция, зависящая только от z .

Тогда из условия несжимаемости (2) с учетом формулы (21) имеем

$$u_2(r, z) = -\frac{1}{2} r f_2'(z) + \frac{c_5}{r} \quad [c_5 = \text{const}]. \quad (22)$$

Граничное условие примем в виде

$$u_2(r, z)|_{r=R_2} = 0. \quad (23)$$

Тогда из выражения (22) с учетом граничного условия (23) получим

$$u_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{R_2^2}{r} - r \right) f_2'(z). \quad (24)$$

Для потенциальной энергии уплотнительного элемента после его деформации с учетом осесимметричности задачи имеем равенство [20, 23, 26]

$$\Pi = 4\pi G \int_0^h \int_{R_0}^{R_2} \left(\varepsilon_r^2 + \varepsilon_\theta^2 + \varepsilon_z^2 + \frac{1}{2} \gamma_{rz}^2 \right) r dr dz - \int_0^h P \cdot f_2'(z) dz \quad [h = H - |\Delta_1|; \Delta_1 = f_1(H)]. \quad (25)$$

Подставляя выражение (24) в формулу (8), а полученные результаты – в выражение (25), и далее интегрируя его по r , из полученного функционала на основе уравнения Эйлера [8, 22] имеем равенство

$$\varphi_1''(z) - k_1^2 \varphi_1(z) + A_1 = 0 \quad \left[\varphi_1(z) = f_2'(z) \right]; \quad (26)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{R_2^2 - \frac{3}{2}R_0^2 + \frac{1}{2}\frac{R_2^4}{R_0^2}}{-\frac{3}{64}R_2^4 - \frac{1}{64}R_0^4 + \frac{1}{16}R_0^2R_2^2 + \frac{1}{16}R_2^4 \ln\left(\frac{R_2}{R_0}\right)}};$$

$$A_1 = \frac{p(R_2^2 - R_0^2)}{4\left(-\frac{3}{64}R_2^4 - \frac{1}{64}R_0^4 + \frac{1}{16}R_0^2R_2^2 + \frac{1}{16}R_2^4 \ln\left(\frac{R_2}{R_0}\right)\right)}.$$

Решение дифференциального уравнения (26) имеет вид

$$\varphi_1(z) = a_1 \operatorname{ch} k_1 z + b_1 \operatorname{sh} k_1 z + \frac{A_1}{k_1^2}, \quad (27)$$

где a_1 и b_1 – постоянные интегрирования.

Из выражения (27) с учетом $\varphi_1(z) = f_2'(z)$ получим

$$f_2(z) = \frac{a_1}{k_1} \operatorname{sh} k_1 z + \frac{b_1}{k_1} \operatorname{ch} k_1 z + \frac{A_1}{k_1^2} z + c_0. \quad (28)$$

Постоянные интегрирования a_1 , b_1 и c_0 определим из граничных условий

$$\mu P|_{z=h} = 2\pi G \int_{R_0}^{R_2} \gamma_{zr} r dr; \quad (29)$$

$$u_2(r, z)|_{r=R(z)} = -\delta(z); \quad (30)$$

$$w_2|_{z=0} = 0; \quad (31)$$

$$\left[R(z) = R_1 + u_1(r, z)|_{r=R_1}; \quad \delta(z) = \delta + u_1(r, z)|_{r=R_1} \right].$$

Тогда из выражения (28) с учетом граничных условий (29) – (31) имеем

$$a_1 = \frac{1}{\operatorname{th} k_1 h \cdot \operatorname{th} k_1 z - 1} \left(\frac{2R(z)\delta(z)}{(R_2^2 - R^2(z)) \operatorname{ch} k_1 z} + \frac{\mu p(R_2^2 - R_0^2)}{B_1 k_1 \operatorname{ch} k_1 h} \cdot \operatorname{th} k_1 z + \frac{A_1}{k_1^2 \operatorname{ch} k_1 z} \right);$$

$$b_1 = \frac{\mu p(R_2^2 - R_0^2)}{B_1 k_1 \operatorname{ch} k_1 h} - \operatorname{th} k_1 h \cdot a_1; \quad c_0 = -\frac{1}{k_1} b_1.$$

Осевое усилие, необходимое для деформации уплотнительного элемента до полного соприкосновения его наружной поверхности со стенкой цилиндра, определим по формуле

$$\pi(R_2^2 - R_0^2)\sigma_z \Big|_{z=h} = P, \quad (32)$$

где σ_z – осевое напряжение в любом поперечном сечении уплотнительного элемента.

После полного соприкосновения наружной поверхности уплотнительного элемента со стенкой цилиндра граничное условие на верхнем сечении имеет вид

$$\sigma_r \Big|_{r=R_0} = 0. \quad (33)$$

Тогда из выражения (14) с учетом граничного условия (33) получим

$$s = \left(\frac{R_2^2}{R_0^2} + 1 \right) f_2'(h), \quad (34)$$

а выражение (32) с учетом выражений (18) и (34) примет вид

$$p = \left(\frac{R_2^2}{R_0^2} + 3 \right) f_2'(h) \left[p = \frac{P}{\pi G(R_2^2 - R_0^2)} \right]. \quad (35)$$

Тогда из выражения (35) с учетом формулы (28) и выражений a_1 , b_1 и c_0 получим

$$p = \frac{2 \left[(R(h) + \delta(h)) R'(h) \operatorname{sh} k_1 h + k_1 R(h) \delta(h) \right] (R_2^2 - R^2(h)) + 4 R^2(h) R'(h) \delta(h) \operatorname{sh} k_1 h}{k_1 (R_2^2 - R^2(h))^2 \left(\frac{R_0^2}{R_2^2 + 3 R_0^2} + \frac{\mu (R_2^2 - R_0^2) \operatorname{sh} k_1 h}{B_1 k_1} \right)} \quad (36)$$

$$\left[B_1 = \frac{R_2^3}{3} - \frac{1}{2} R_2^2 R_0 + \frac{R_0^3}{6}; \quad R(h) = R_1 + \lambda \left(c_2 \operatorname{sh} kh + c_3 \operatorname{ch} kh + \frac{A}{k^2} \right); \right.$$

$$R'(h) = \lambda k (c_2 \operatorname{ch} kh + c_3 \operatorname{sh} kh);$$

$$\left. \delta(h) = \delta + \lambda \left(c_2 \operatorname{sh} kh + c_3 \operatorname{ch} kh + \frac{A}{k^2} \right) \right].$$

Контактное давление между наружной поверхностью уплотнительного элемента и стенкой цилиндра после полного их соприкосновения можно определить (по аналогии для балки на упругом основании), т.е. по формуле

$$\sigma_r(z) = k_0 \cdot u_0(z); \quad k_0 - \text{коэффициент постели}; \quad u_0(z) = R_1 - R_0 + u_1(r, z) \Big|_{r=R_1}. \quad (37)$$

Если при этом не обеспечивается герметичность стенки, тогда продолжаем сжатие уплотнительного элемента. Для этого на расстоянии z от нижнего основания уплотнителя выделим кольцевой элемент высотой dz и составим для него уравнение равновесия

$$2\pi \cdot \tau_{rz} (R_2 + R_0) dz = -\pi (R_2^2 - R_0^2) \frac{d\sigma_z}{dz} dz, \quad (38)$$

где τ_{rz} – касательное напряжение.

С другой стороны с учетом несжимаемости материала уплотнителя получим [2, 6]

$$\tau_{rz} = \frac{\mu\nu}{1-\nu} \sigma_z, \quad (39)$$

где μ – коэффициент трения; ν – коэффициент Пуассона.

Подставляя выражение (39) в уравнение (38) и проинтегрировав полученное выражение с учетом граничного условия $\sigma_z|_{z=h} = \sigma_0$, получим

$$\sigma_z = \sigma_0 \cdot \exp\left(\frac{2\mu\nu(h-z)}{(1-\nu)(R_2-R_0)}\right), \quad (40)$$

где σ_0 – осевое напряжение в сечении уплотнительного элемента, где приложена сила сжатия.

Распределение контактного давления между внутренней поверхностью уплотнителя и стенкой цилиндра может быть определено из выражений (37) и (40) следующим образом:

$$\sigma_r = \frac{\nu}{1-\nu} \sigma_z. \quad (41)$$

Тогда из выражения (41) с учетом формулы (40) получим

$$\sigma_r = \frac{\nu\sigma_0}{1-\nu} \exp\left(\frac{2\mu\nu(h-z)}{(1-\nu)(R_2-R_0)}\right) + k_0 \cdot u_0(z). \quad (42)$$

Величина σ_0 – может быть определена из условия герметичности

$$\frac{\nu\sigma_0}{1-\nu} \exp\left(\frac{2\mu\nu}{(1-\nu)(R_2-R_0)}h\right) + k_0 \cdot u_0(0) \geq P^*$$

(P^* – давление среды).

2. Числовые результаты и их анализ.

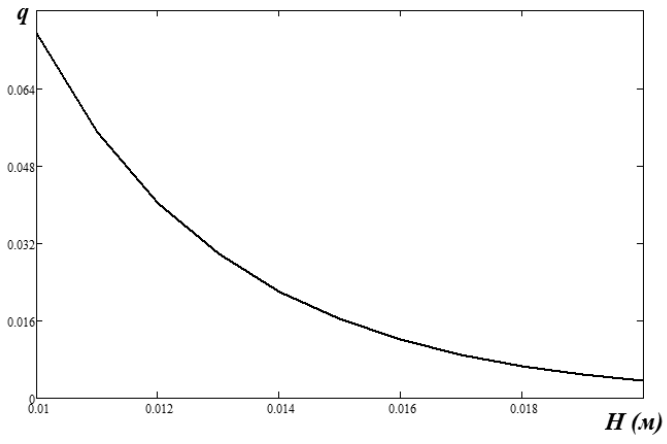
Численный расчет по формулам (20) и (36) значений осевой нагрузки, необходимой для первого и полного соприкосновения наружной поверхности уплотнительного элемента со стенкой цилиндра, выполнен при следующих значениях параметров:

$$R_0 = 0,073 \text{ м}; R_1 = 0,076 \text{ м}; R_2 = 0,1 \text{ м};$$

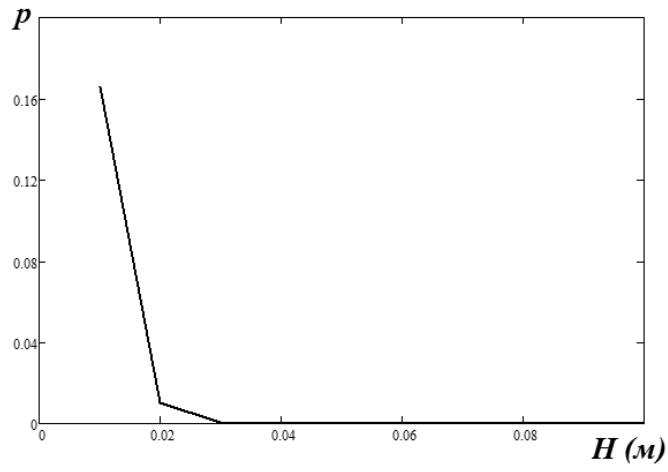
$$\delta = 0,003 \text{ м}; P^* = 2 \cdot 10^7 \text{ Па};$$

$$G = 1,3 \cdot 10^8 \text{ Па}; k_0 = 6,7 \cdot 10^9 \text{ Па/м}; \mu = 0,5; \nu = 0,25.$$

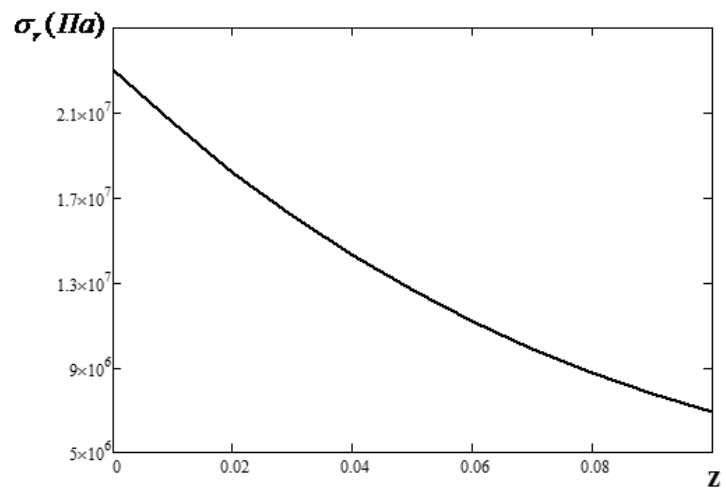
Результаты численных расчетов представлены на рис. 3 – 5. Как видно из рис. 3, с увеличением высоты уплотнительного элемента осевая нагрузка, необходимая для соприкосновения его наружной поверхности со стенкой цилиндра, сначала падает, а затем (после определенного значения высоты) стабилизируется.



Puc.3



Puc.4



Puc.5

Из рис. 4 следует, что осевая нагрузка, необходимая для полного соприкосновения наружной поверхности уплотнительного элемента со стенкой обсадной колонны, также с увеличением высоты уменьшается, а затем (после ее определенного значения) стабилизируется.

На рис. 5 представлено распределение контактного давления между наружной поверхностью уплотнительного элемента и стенкой цилиндра в зависимости от координаты z . Как видно из рис. 5, наибольшее значение контактного давления достигается в нижнем сечении уплотнительного элемента. С ростом значения z контактное давление уменьшается, а после определенного значения высоты уплотнительного элемента исчезает.

Заключение.

Таким образом, в работе дана постановка, методика и решение задачи по определению характера контактного давления между внутренней поверхностью уплотнителя и стенкой цилиндра в зависимости от его физико-механических свойств и геометрических размеров. Числовые данные представлены в виде графиков и дан их анализ.

РЕЗЮМЕ. Досліджено характер розподілу контактного тиску між внутрішньою поверхнею ущільнюваного елемента і стінкою циліндра в залежності від геометричних розмірів і механічних властивостей ущільнювача при однобічному його стискуванні. Визначено величину осьового навантаження для досягнення герметичності. Встановлено залежність між величиною осьового навантаження, що необхідне для герметичності, та геометричними розмірами. Показано, що зі зменшенням висоти ущільнювального елемента осьове навантаження, яке необхідне для досягнення герметичності, сильно збільшується. Визначено порогове значення висоти ущільнювача, вище за яке контактний тиск мало залежить від величини осьового навантаження.

1. Аббасов Э.М. Определение параметров уплотнительного элемента пакера при одностороннем его сжатии // Научно-техн. конф. по динамике и прочности нефтепромыслового оборудования. – Баку, 1989. – С. 25 – 28.
2. Аббасов Э.М., Кахраманов Х.Т., Рустамова К.О. Определение контактного давления между наружной поверхности уплотнительного кольца и шибера прямоходной задвижки // Proceedings. – 2013. – № 3. – С. 57 – 59.
3. Амензаде Ю.А. Теория упругости. – М.: Высшая шк., 1976. – 272 с.
4. Бидерман В.Л. Сжатие низких резинометаллических амортизаторов и прокладок // Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. – 1962. – № 3. – С. 154 – 158.
5. Бидерман В.Л., Сухова Н.А. Сб. «Расчеты на прочность» // Машиностроение. – 1968. – Вып. 13. – С. 113 – 119.
6. Бидерман В.Л., Сухова Н.А. Сб. Резино-конструкционный материал современного машиностроения. – М.: Химия, 1967. – 261 с.
7. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности. – М.: Мир, 1987. – 542 с.
8. Гулд С. Вариационные методы в задачах о собственных значениях. – М.: Мир, 1970. – 328 с.
9. Лавендел Э.Э. Расчет резинотехнических изделий. – М.: Машиностроение, 1976. – 232 с.
10. Лепетов В.А., Юрцев Л.Н. Расчеты и конструирование резиновых изделий. – Л.: Химия, 1977. – 408 с.
11. Потураев В.Н. Резиновые и резинометаллические детали машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 314 с.
12. Продан В.Д., Румянцев О.В. Исследование условий герметизации плоских упругих неподвижных уплотнений // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1971. – № 4. – С. 3 – 5.
13. Bosakov S.V. Contact Problems for a Plate as an Inclusion in an Elastic Half-Space // Int. Appl. Mech.. – 2014. – 50, N2. – P. 187 – 195.
14. Dymnikov S.I., Lavendelis E.E. Calculations of rigidity of rubber elastic elements of arched and conical rubber-metal shock absorbers // Scient. Proc. of Riga Technical University. Series 6: Transport and Engineering (Mechanics). – Riga, 2002. – 7. – P. 164 – 169.

15. *Dymnikov S.I., Lavendelis E.E.* Diagram's of calculations of compression of rubber shock absorber of large course // Proc. of IUTAM/IFTOMM Symposium "Elastomers'99". – Dnepropetrovsk (Ukraine). – 1999. – P. 37.
16. *Gent A.N.* Engineering with Rubber. How to design rubber components. – Cincinnati: Hanser Gardner Publications, 2001. – 365 p.
17. *Gent A.N.* Extensibility of Rubber under Different Types of Deformation // J. Rheol. – 2005. – **49**. – P. 271 – 275.
18. *Gonca V., Shvabs J.* Definition of Poisson's Ratio of Elastomers // Proc. 10th Int. Sci. Conf. "Engineering for Rural Development". – Latvia, Jelgava. – 26 – 27 May. – 2011. – **10**. – P. 428 – 434.
19. *Gonca V., Shvabs J., Kobrincev R.* Rigidity of Rubber-Metal Elements with Thin Layers at Compression // Environment. Technology. Resources: Proc. of the 7th Int. Scie. and Practic. Conf. – Latvia, Rezekne. – 25 – 27 June, 2009. –1. – P. 222 – 226.
20. *Mark J.E.* Rubber Elasticity // Rubber Chemistry and Technology. – 1982. – **55**. – P. 1123 – 1136.
21. *Payne A.R., Scott T.R.* Engineering Design with Rubber. – London: MacLaren and Sons, 1960. – 216 p.
22. *Reissner E.* On Some Variational Theorems in Elasticity / Problems of Continuum Mechanics. Contributions in Honour of N.I. Muskhelishvili. – Philadelphia, 1961. – P. 370 – 381.
23. *Rivlin R.S., Sawyers K.N.* Strain-energy Function for Elastomers // Transact. Soc. of Rheology. – 1976. – **20**. – P. 545 – 557.
24. *Shvab Y., Gonca V.* Regularization of the boundary value problems for incompressible material // Scientific Works of Riga Technical University. Mechanical Engineering. Nanotechnology. Composite and Rubber Materials. – 2012. – P. 77 – 81.
25. *Shvab Y., Gonca V.* Thin rubber-metal element's stiffness at compression // Scientific Works of Riga Technical University. Mechanical Engineering. Nanotechnology. Composite and Rubber Materials. – 2012. – P. 87 – 90.
26. *Shvabs J.* The Methods of Spatial Rubber Technical Products Optimal Synthesis Problems Solution / PhD Thesis. – Riga, 2013. – 38 p.
27. *Yaretskaya N.A.* Three-Dimensional Contact Problem for an Elastic Layer and a Cylindrical Punch with Prestresses // Int. Appl. Mech. – 2014. – **50**, N4. – P. 378 – 388.

Поступила 27.11.2013

Утверждена в печать 26.05.2015

