
**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ,
ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 621.22

**ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ПРЯМОТОЧНОЙ ЗАДВИЖКИ,
ПРИМЕНЯЕМОЙ В НЕФТЕПРОМЫСЛОВОМ ОБОРУДОВАНИИ**© 2022 г. М. С. Рагимова^{1,*}, Г. И. Намазова¹¹*Азербайджанский государственный университет нефти и промышленности, Баку, Азербайджан***e-mail: rahimova_mahluqa@mail.ru*

Поступила в редакцию 06.04.2022 г.

После доработки 26.07.2022 г.

Принята к публикации 19.08.2022 г.

В статье проведен анализ причин негерметичности поверхностей клапанов фонтанной арматуры, рассмотрены условия обеспечения герметичности с учетом давления на поверхность, разработана оптимальная конструкция клапанов прямоточной задвижки, применяемой в фонтанной арматуре нефтепромыслового оборудования. Приведены и научно обоснованы значения основного геометрического параметра и выполнения всех условий, путем задания постоянных параметров конструкции. Для обоснования использованы методы математического анализа, геометрическое, линейное и нелинейное программирование, методы штрафных функций, методы аналитического расчета.

Ключевые слова: фонтанная арматура, тарельчатые конусные пружины, прямоточная задвижка, герметичность, конструкция

DOI: 10.31857/S0235711922060104

Размеры деталей фонтанной арматуры, таких как тарельчатые конусные пружины, прямоточная задвижка и т.д., определяются механическими свойствами материалов, из которых они изготовлены, и значениями нагрузок, действующих в эксплуатационных условиях. По мере увеличения коэффициента запаса прочности увеличивается и масса изделия (что является нежелательным фактором). Рабочее напряжение, действующее на части фонтанной арматуры, должно быть меньше допустимого напряжения, действующего на конструкции связывающих устройств для обеспечения герметичности, надежности и более высокой работоспособности.

Современные методы оптимизации дают возможность создавать конструкции, которые позволят коренным образом улучшить качественные и количественные показатели в фонтанной арматуре нефтепромыслового оборудования.

В настоящее время при проектировании фонтанной арматуры используют традиционные методы. Их основу составляет проверочный расчет. Такой подход в большинстве случаев не позволяет получить максимальный эффект при минимальных затратах. Для решения поставленной задачи будем использовать метод математического анализа, геометрическое, линейное и нелинейное программирование, методы штрафных функций, методы аналитического расчета.

На фонтанное оборудование, действуют силы нагрузки, изменяющиеся в зависимости от разных эксплуатационных условий. Расчеты в основном сводятся к подбору элементов арматуры, опираясь на показатель жесткости. Работоспособность нефтепромыслового оборудования и предел усталости элементов, можно определить дей-

ствием малой напряженности. При испытании на статическое растяжение находим предел текучести, предел прочности, относительное растяжение, предел циклической прочности, сгиб, работа пластической деформации. В некоторых случаях, если равны пределы усталости элементов фонтанной арматуры, выбирается тот элемент, у которого предел пластической деформации больше.

Для оценки работоспособности фонтанной арматуры и ее элементов необходимо учесть устойчивость элементов конструкции на прочность, жесткость, износ, теплоту, коррозию.

Постановка задачи. Тарельчатые конусные пружины, которые нашли широкое применение в технике, используются для нивелирования, поглощения, действия очень больших сил при перемещениях и изготавливаются в виде пружинной шайбы методом штампования на конусе пружинного стального листа. Толщина пружин колеблется в пределах 1–20 мм; диаметр может быть 30–300 мм, $d/D = 0.5–0.3$; угол конусности $\theta = 2–6^\circ$.

Концы пружины полируются и точно сажаются на кольцевые опорные поверхности. От действия центральной силы конусная шайба сгибается, и концы приближаются друг к другу на $(0.5–0.8)f$; где f – высота усеченного конуса.

Решение задачи. В большинстве случаев пружины готовятся методом штампования или методом строгания. При этом увеличивается прочность пружины против его искривления под действием силы, хорошо работает в коррозионном условии.

Обозначим действующую силу F , высоту пружины h (в свободном положении). Тогда силу, действующую на пружину, можно найти по формуле

$$F = \frac{4E}{(1-\nu^2)} \frac{t_e^4}{\alpha D_e^2} \frac{\delta}{t_e} \left\{ \beta \left(\frac{h}{t_e} - \frac{\delta}{t_e} \right) \left(\frac{h}{t_e} - \frac{\delta}{2t_e} \right) + 1 \right\}; \quad (1)$$

$$D = \frac{D_i}{D_e};$$

$$\alpha = \frac{18}{\pi} \frac{K(K-1)}{K(K+1)+1}; \quad (2)$$

$$\beta = \frac{3K^2}{K(K+1)+1}, \quad (3)$$

где δ – деформация пружины; α – безразмерный коэффициент; β – безразмерный коэффициент; t_e – толщина пружины в основании; E – модуль упругости материала пружины; ν – коэффициент Пуассона, коэффициент жесткости; K – коэффициент упругости; R – наружный диаметр; D_e – внутренний диаметр; D_i – безразмерный диаметр.

Поперечное сечение пружин может быть меняющимся (конус) и постоянным. При больших давлениях с целью обеспечения герметичности в прямоточных задвижках седло прижимают к щиту с помощью тарельчатой пружины специальной конструкции [1–4].

Сила, создаваемая пружинной, выбирается так, чтобы контактное давление на поверхности седло–щит, обеспечило герметичность при заданном внутреннем давлении.

При повышении рабочего давления седло отступает назад к опоре, что защищает тарельчатую пружину от лишнего нагружения. По мере повышения давления, герметичность обеспечивается высоким контактным давлением, создаваемым из-за разницы площадей действующих поверхностей.

Анализ результатов. Из-за того, что в тарельчатой пружине отношение d/D больше, чем у стандартных пружин, существующие методы расчета [1, 3, 5, 6] не дают правиль-

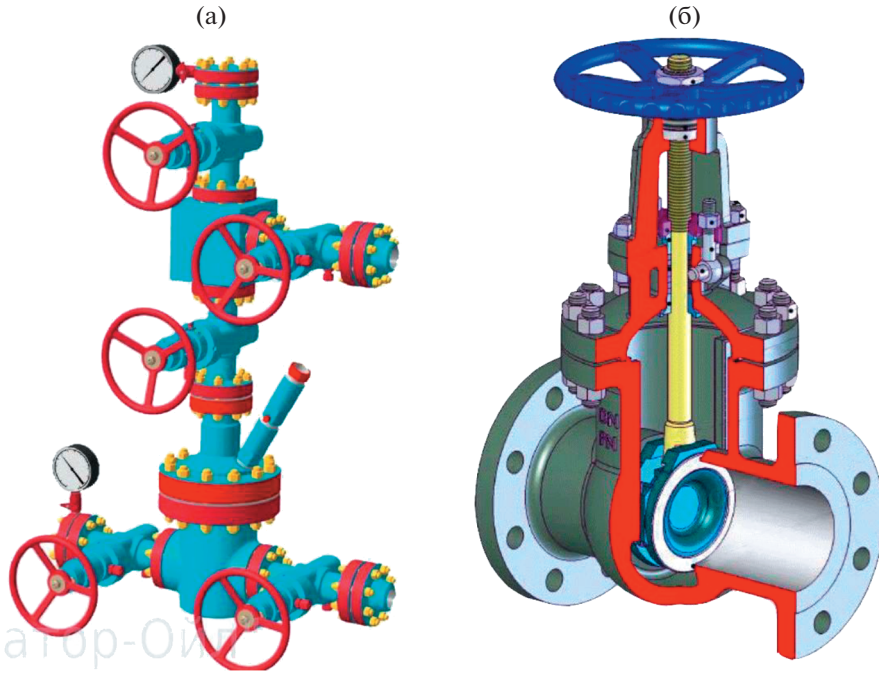


Рис. 1. (а) – фонтанная арматура; (б) – задвижка клиновья.

ных результатов. Поэтому, для расчета мы рассмотрели пружины в виде кругового кольца, чтобы уберечь от нагрузки в отличие от тарельчатых и стандартных пружин.

Для оптимизации конструкции из основных параметров была выбрана масса пружины (рис. 2).

Массу пружины в зависимости от основных геометрических параметров можем выразить следующим образом:

$$m = \rho \cdot V = \rho \left\{ \pi R_0^2 h - \pi \cdot r_0^2 e - \frac{\pi}{3} (h - e) (a_{20}^2 + r_0^2 + a_{20} r_0) - \left[\pi R_0^2 (h - e) - \frac{\pi}{3} (h - e) (R_0^2 + a_1^2 + R_0 a_1) \right] \right\}. \quad (4)$$

Запишем геометрические зависимости для положения пружины до деформации и после деформации

$$\begin{aligned} a_0 &= r_0 + \Delta; & a_{20} &= R_0 - \Delta; & r_1 &= r_0 - \Delta; \\ a_2 &= a_{20} + b; & a_1 &= a_{10} - \Delta; & r_2 &= R_0 + b; \\ e &= \frac{\delta}{\cos \alpha_0} - \Delta \operatorname{tg} \alpha_0, \end{aligned} \quad (5)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{h - e}{a_{20} - r_0} = \frac{h - \Delta \left(\frac{1}{\cos \alpha_0} - \operatorname{tg} \alpha_0 \right)}{a_{20} - r_0}.$$

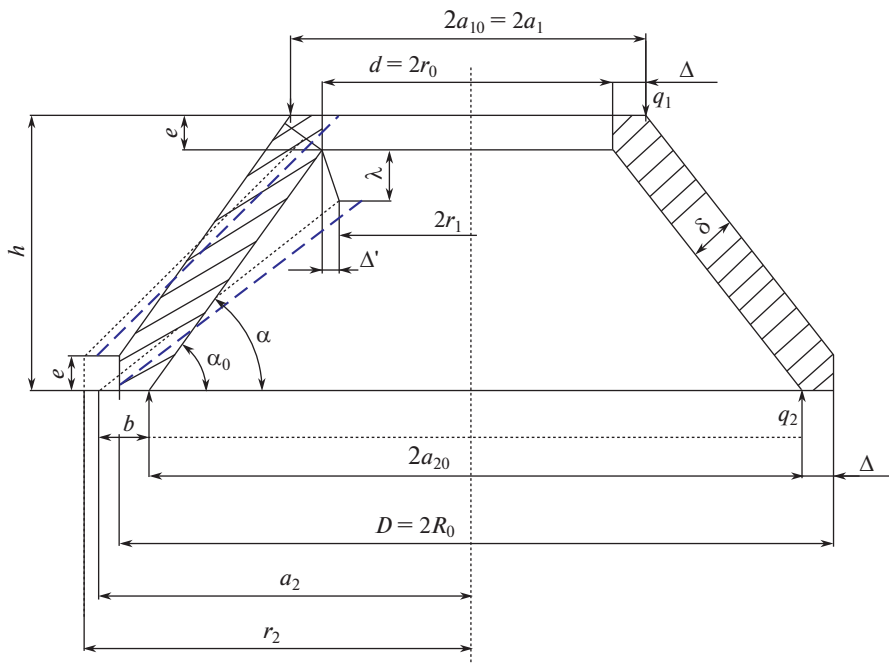


Рис. 2. Основные геометрические размеры пружины.

Из последних двух формул находим a_0 по формуле

$$a_0 = \arg \operatorname{tg} \left[\frac{2h(a_{20} - r_0 - \Delta)}{2 \left[(a_{20} - r_0 - \Delta)^2 - \delta^2 \right]} - \frac{\sqrt{4h^2(a_{20} - r_0 - \Delta)^2 - 4(h - \delta) \left[(a_{20} - r_0 - \Delta)^2 - \delta^2 \right]}}{2 \left[(a_{20} - r_0 - \Delta)^2 - \delta^2 \right]} \right]. \quad (6)$$

Конусный угол после деформации пружины можно найти как

$$\sin \alpha = \frac{h - e - \lambda}{l}; \quad (7)$$

$$\alpha = \arg \sin \frac{h - e - \lambda}{l}; \quad b = l \cos \alpha - a_{20} - r_1, \quad (8)$$

где

$$l = \sqrt{(a_{20} - r_0)^2 + (h - e)^2}. \quad (9)$$

Рассмотрим тарельчатую пружину как конус. Найдем ее геометрические параметры c и J^* [2]

$$c = \operatorname{tg} \left(\frac{r_2 - r_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} - r_1 \right); \quad (10)$$

$$J^* = \delta \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{\cos \alpha} \left[0.5(r_2^2 - r_1^2) - 2r_1(r_2 - r_1) + r_1^2 \ln \frac{r_2}{r_1} \right] + \frac{\delta}{12} \cos \alpha \ln \frac{r_2}{r_1} - c^2 \frac{\delta}{\cos \alpha} \ln \frac{r_2}{r_1}. \quad (11)$$

Напряженность, возникающая в поперечном сечении кольца, можно найти как [3]

$$\sigma = \frac{y q_2 a_2^2 - q_1 a_1^2}{r J^*}. \quad (12)$$

Здесь, если принять

$$r = r_1, \quad y = e; \quad q_2 = \frac{F}{2\pi a_2}; \quad q_1 = \frac{F}{2\pi a_1},$$

получим

$$\sigma = \frac{c F (a_2 - a_1)}{r_1 2\pi J^*}, \quad (13)$$

где F – сила, действующая на пружину.

Осевую деформацию пружины от воздействия силы F найдем в виде

$$\lambda = \frac{(q_2 a_2^2 - q_1 a_1^2)(a_2 - a_1)}{EJ^*} = \frac{F(a_2 - a_1)^2}{2\pi EJ^*}, \quad (14)$$

где

$$F = \frac{2\pi EJ^* \lambda}{(a_2 - a_1)^2}. \quad (15)$$

Результат. Условия, обеспечивающие работоспособность тарельчатой пружины, можно записать в следующем виде.

Сила, созданная деформацией λ кольца, должна быть в пределах

$$F = \frac{2\pi EJ^* \lambda}{(a_2 - a_1)^2} \geq F_1; \quad (16)$$

$$F = \frac{2\pi EJ^* \lambda}{(a_2 - a_1)^2} \leq F_2. \quad (17)$$

Максимальное напряжение в поперечном сечении не должно быть больше допустимого, т.е.

$$\sigma = \frac{2E\lambda}{r_1(a_2 - a_1)} \leq [\sigma]. \quad (18)$$

Значение деформации пружины не должно быть больше его 10–35-кратной максимальной деформации

$$h - e - \frac{\lambda}{0.35} \geq 0. \quad (19)$$

Следовательно, задача сводится к нахождению минимума целевой функции при выполнении условий

$$g_1 = \frac{2\pi EJ^* \lambda}{(a_2 - a_1)^2} - F_1 \geq 0; \quad (20)$$

$$g_2 = \frac{2\pi EJ^*\lambda}{(a_2 - a_1)^2} - F_2 \leq 0; \quad (21)$$

$$g_3 = [\sigma] - \frac{2E\lambda}{\eta(a_2 - a_1)} \geq 0; \quad (22)$$

$$g_4 = h - e - \frac{\lambda}{0.35} \geq 0. \quad (23)$$

Для решения задачи используем метод штрафной функции [3, 7, 8]. Для этого штрафную функцию составляем в виде $F(x_i) = f(x_i) + r \sum \frac{1}{f(x_i)}$.

Задавая первичные параметры, находим оптимальные значения переменных параметров D, δ, h .

В настоящее время, из эксплуатационного опыта серийно выпускаемых фонтанных арматур с переходным диаметром 65, 80 и 100 мм, рассчитанных на допустимые давления 35, 70 и 105 МПа, известно, что работоспособность обеспечивается по определенным критериям: подбор элементов арматуры, предел усталости элементов, предел текучести, предел прочности и т.д.

Производство задвижек фонтанной арматуры в аспекте экономической эффективности заключается в создании оптимальной конструкции задвижки с учетом всех сторон эксплуатационного процесса. В результате оптимизации, основные параметры пружины, для которой проведен расчет, составляют

$$D = 72.8 \text{ мм}, \quad \delta = 1.48 \text{ мм}, \quad h = 4.45 \text{ мм}, \quad d_0 = 59 \text{ мм}, \\ F = 9747 \text{ Н}, \quad \sigma = 14080 \text{ МПа},$$

что приводит к уменьшению веса существующей пружины на 12%.

Заключение. 1. Для оптимизации конструкции прямоточных задвижек составлена математическая модель, обеспечивающая выполнение условий прочности, жесткости и герметичности. Для решения используется метод штрафных функций, например, снижения веса металла, как наиболее точный и простой метод. **2.** Для решения задачи оптимизации конструкций тарельчатый пружины, была выбрана минимальная масса пружины. **3.** Установлено, что для большей эффективности работы задвижки в фонтанной арматуре тарельчатую пружину следует изготавливать из стали в виде переменного конусного кольца.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рагимова М.С. Определение прочности деталей машин нефтепромыслового оборудования // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2017. № 4. С. 13.
2. Рагимова М.С. Проектирование, конструирование и подготовка нефтепромыслового оборудования для магистральных трубопроводов // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2015. № 6. С. 52.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Учеб. пособие для техн. спец. вузов. 6-е изд., М.: Высш. шк., 2000. 447 с., ил.

4. Рагимова М.С., Машадиева В.М., Намазова Г.И. Исследование прочности нефтепромыслового оборудования // Ухтинский государственный технический университет, XVIII Международной молодежной научной конференции СЕВЕРГЕОЭКОТЕХ-2017, Сборник трудов. Т. 1. Ухта 12–14 апреля 2017 г. С. 176.
5. Мордвинов А.А., Захаров А.А., Миклина О.А., Полубоярцев Е.Л. Устьевое оборудование фонтанных и нагнетательных скважин: Методические указания. Ухта: УГТУ, 2004. 31 с.
6. Kondakov L.A. et al. Sealing and sealing equipment: Handbook; М.: Machine building, 1994. 445 p.
7. New elastomeric material. New Elastomermaterial from Hitze and Kraftstoff in Motorraum // MTZ. 2008. V. 69 (2). P. 115.
8. Calculation of acoustic characteristics. Rechnergestütztes Verfahren zur akustischen Optimierung von Dichtungen // MTZ. 2005. V. 66 (5). P. 386.