

УДК 621.646.94

DOI:10.18324/2077-5415-2025-2-22-31

Расчет тонкостенного уплотнения пониженной жесткости методом конечных элементов

Ю.И. Белоголов

Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского, 15, Иркутск, Россия
belogolov_yi@irgups.ru<https://orcid.org/0009-0003-2358-6518>

Статья поступила 24.03.2025, принята 17.05.2025

Развитие арматуростроения направлено на совершенствование существующих и проектирование новых уплотнительных соединений, герметичность которых обеспечивается при небольшом герметизирующем усилии со стороны привода без потери эксплуатационных параметров соединения. В клапанных уплотнительных соединениях основным узлом, в котором происходит перекрытие потока рабочей среды, является затвор. В качестве неподвижной части (уплотнение) затвора выступает «седло», а подвижной – «золотник». Отдельным направлением исследований являются клапанные уплотнительные соединения с тонкостенными элементами (упругой кромкой). В таких соединениях «седло» выполнено, например, в виде тонкостенной металлической оболочки цилиндрической формы (реже конической). Основной недостаток таких уплотнений – это повышенная чувствительность к условиям силового нагружения. С целью снижения нагрузки на тонкостенное «седло» могут применяться различные ограничители (упоры) перемещения «золотника», либо торца оболочки, однако в таких конструкциях снижения динамической (ударной) нагрузки не происходит. Кроме того, применение осевых и радиальных ограничителей снижает ресурс работы уплотнительного соединения вследствие падения герметизирующего усилия по периметру оболочки, которое невозможно компенсировать. Еще одним решением, обеспечивающее снижение динамических (ударных) нагрузок на «седло» клапана, представляя собой снижение приведенной жесткости оболочки за счет различных конструктивных решений. Наиболее простой вариант снижения приведенной жесткости «седла» – это размещение оболочки на упругой пластине. Анализ напряженно-деформированного состояния указанного оболочечно-пластинчатого «седла» клапана может быть выполнен с применением метода конечных элементов, например, в MSC.visual Nastran for Windows (Femap). Полученные результаты по напряжениям «седла» клапана позволят выявить зоны концентрации напряжения и в дальнейшем определить оптимальные геометрические параметры из условия обеспечения прочности для тонкостенного уплотнения.

Ключевые слова: трубопроводная арматура; тонкостенное металлическое уплотнение; конечно-элементное моделирование; уплотнения пониженной жесткости.

Calculation of a thin-walled seal of low rigidity by finite element method

Yu.I. Belogolov

Irkutsk State Transport University; 15, Chernyshevsky St., Irkutsk, Russia

belogolov_yi@irgups.ru

<https://orcid.org/0009-0003-2358-6518>

Received 24.03.2025, accepted 17.05.2025

The development of valve engineering is aimed at improving existing and designing new sealing joints, the tightness of which is ensured with a small sealing force from the drive without losing the operational parameters of the joint. In valve sealing joints, the main unit in which the flow of the working medium is blocked is the gate. The fixed part (seal) of the gate is the "seal", and the movable part is the "spool". A separate area of research is valve sealing joints with thin-walled elements (elastic edge). In such joints, the "saddle" is made, for example, in the form of a thin-walled metal shell of cylindrical shape (less often conical). The main disadvantage of such seals is increased sensitivity to force loading conditions. In order to reduce the load on the thin-walled "saddle", various limiters (stops) for the movement of the "spool" or the end of the shell can be used, however, in such designs, the dynamic (impact) load is not reduced. In addition, the use of axial and radial limiters reduces the service life of the sealing joint due to a drop in the sealing force along the perimeter of the shell, which cannot be compensated for. Another solution that ensures a decrease in dynamic (impact) loads on the valve "seat" is a decrease in the reduced rigidity of the shell due to various design solutions. The simplest option for reducing the reduced rigidity of the "seat" is to place the shell on an elastic plate. Analysis of the stress-strain state of the specified shell-plate "seat" of the valve can be performed using the finite element method, for example, in MSC.visual Nastran for Windows (Femap). The obtained results on the stresses of the valve "seat" will allow one to determine the stress concentration zones and subsequently determine the optimal geometric parameters from the condition of ensuring strength for a thin-walled seal.

Keywords: pipeline fittings; thin-walled seal (elastic lip); finite element modeling; low-stiffness seals.

Введение. Перекрытие потока рабочей среды в клапанных уплотнительных соединениях происходит в затворе, состоящем из подвижной части – «золотника» и уплотнения – «седла» [1–5]. Использование полимерных материалов в уплотнительных соединениях позволяет снизить контактные давления и ударные нагрузки,

однако их применение ограничено давлением, температурой, а также химическим составом рабочей среды.

В последнее время в уплотнительных соединениях широкое применение нашли тонкостенные оболочечные элементы. В [6–9] показаны различные конструкции с использованием таких элементов в качестве «седла» затвора клапана.

Следует отметить, что работа подвижных уплотнительных соединений сопровождается динамическими нагрузками. Посадка «золотника» происходит с ускорением, что вызывает удар о «седло» затвора клапана. Особенно это актуально в тех случаях, когда требуется высокая скорость перекрытия потока рабочей среды.

Основными задачами при проектировании таких уплотнительных соединений являются сохранение упругих свойств «седла» в радиальном направлении при требуемой прочности и снижение ударных нагрузок со стороны привода, обусловленных высокой скоростью срабатывания «золотника» клапана.

Эксплуатация уплотнительных соединений (например, клапана) сопровождается перепадами давления рабочей среды (герметизируемой) в трубопроводе и ведет к изменению напряженно-деформированного состояния «седла» затвора.

Для ограничения нагрузки на тонкостенное оболочечное «седло» клапана со стороны привода могут применяться осевые и радиальные упоры (ограничители). Примеры использования упоров показаны в [10, 11]. Применение осевых и радиальных упоров позволяет предотвратить перегрузку «седла» герметизирующим усилием со стороны привода, при этом снижения ударных нагрузок не происходит.

Придание упругих свойств оболочечному «седлу», путем установки его, например, на упругую диафрагму (пластину), снижает динамические (ударные) нагрузки со стороны привода, обусловленные малым ходом и высокой скоростью срабатывания «золотника» клапана. Варианты снижения динамических (ударных) нагрузок представлены в работах [10, 12, 13].

Постановка задачи моделирования «седла». Для оценки напряженно-деформированного состояния седла проведем его расчет в автоматизированной системе конечно-элементного (КЭ) анализа MSC.visual Nastran for Windows (MSC.vN4W). Femap – интегрированная среда моделирования, анализа и проектирования на основе современного графического интерфейса. Она позволяет как импортировать готовые модели из сторонних САПР-программ для расчета и анализа, так и непосредственно разрабатывать их в своей среде.

Модель «седла» затвора клапана разрабатывалась непосредственно в среде моделирования Femap, что позволило исключить возможные ошибки в геометрии при импортировании из сторонних САПР-программ.

Моделирование в любой КЭ системе начинается с построения геометрической модели, задания свойств (материал, тип КЭ и т. д.), граничных условий (закреплений), приложения нагрузок [14, 15].

Схема затвора клапана представлена на рис. 1, а основные параметры – в табл. 1.

Таблица 1. Размеры тонкостенного «седла» и действующая нагрузка

Сила со стороны привода $F_{пр}$, Н	Толщина h_o / h_n , мм	Высота l , мм	Диаметр D_o / D_n , мм	Угол конуса α , °
450	1/1	20	39/84	15

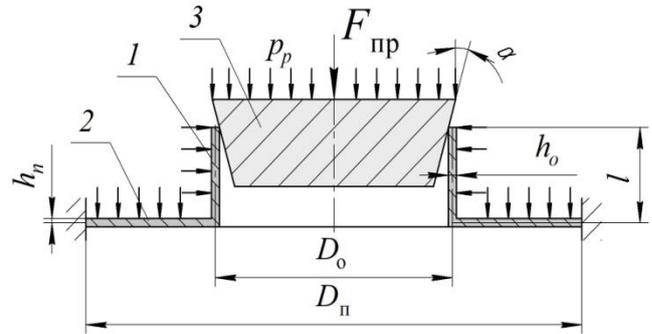


Рис. 1. Затвор клапана: 1, 2 – составляющие «седла» пониженной жесткости; 3 – «золотник» затвора клапана; $F_{пр}$ – усилие, создаваемое приводом; p_p – давление рабочей среды; α – половина угла при вершине конуса; h_o – толщина оболочки; h_n – толщина пластины; D_o – диаметр оболочки; D_n – диаметр пластины

Схема нагружения «седла» с учетом давления рабочей среды показана на рис. 2.

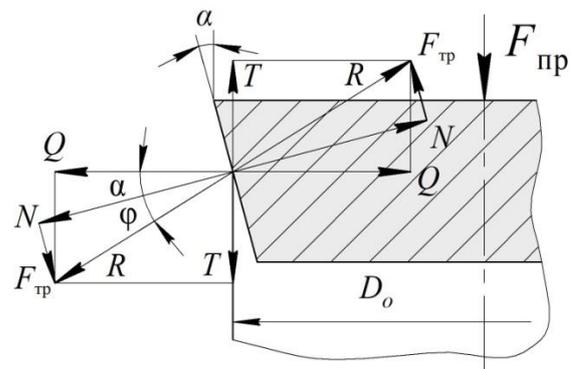


Рис. 2. Нагружение «седла» клапана

Составляющие полной реакции R определяются из выражений:

$$T = -\frac{F}{2\pi r}; \quad Q = -\frac{T}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}.$$

Угол трения φ с учетом выбранного материала для седла клапана и из условия, что $\varphi < \alpha$, примем равным 5° .

Принимая квазистатическое нагружение «седла», действие давления рабочей среды не учитываем, полагая, что за время быстротекущего ударного нагружения одностороннее давление герметизируемой среды не проявляется.

Если после перекрытия потока рабочей среды в затворе на «седло», нагруженное «золотником» с силой $F_{пр}$,

начинает действовать давление рабочей среды p , компенсировать которое невозможно конструктивно, при моделировании задается как распределенная нагрузка на конечные элементы модели.

В отличие от APM WinMachine [16–18], Femap позволяет задать радиальную составляющую Q по нормали к поверхности оболочки. Таким образом, приложение нагрузок в Femap сводится к заданию составляющих полной реакции R – осевой T и радиальной Q – и приложения давления среды на площадь «седла» клапана [19–21].

Моделирование тонкостенного «седла» клапана.

На рис. 3 представлена геометрическая модель «седла» клапана, построенная в Femap.

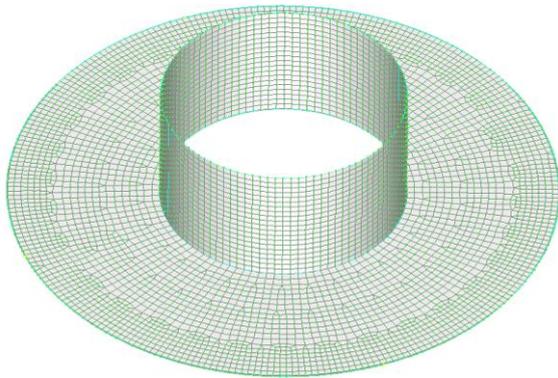


Рис. 3. Геометрическая модель седла клапана

Когда основные геометрические характеристики модели введены, можно приступать к заданию других свойств модели. Сначала задаются параметры материала (Model→Material). В качестве материала «седла» выбрана оловянная литейная бронза БрО5Ц5С5 с пределом текучести 90 МПа.

В [15] указано, что при задании параметров материала «седла» значение модуля сдвига G можно не указывать, и в этом случае при заданных значениях E и μ , его значение будет рассчитываться автоматически:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$$

После определения основных параметров материала задаются свойства конечных элементов (Model→Property), которые будут использоваться в модели. В данном случае тип элемента Plate (пластина), основным параметром которой является толщина (Thickness, Tavg or T1). Раздел Stress Recovery (выходные напряжения) содержит параметры Top Fiber (Верхний слой) и Bottom Fiber (Нижний слой); с их помощью можно задать расстояние от нейтральной плоскости до верхнего и нижнего слоев пластины, для которых будут выводиться напряжения [14]. Данные поля можно не заполнять, тогда расстояние от нейтральной оси для обоих слоев будет равно половине толщины пластины.

Далее необходимо задать граничные условия для модели (Model→Constraint). Тип закрепления – жесткая заделка, ее необходимо задать по периметру пластины, на которой находится оболочка. Проще всего воспользо-

зоваться заданием граничных условий по линии (Constraint→On Curve), указав те участки, где будут расположены крепления и, выбрав пункт, зафиксировать (Fixed).

Для того, чтобы получить равномерно распределенную конечно-элементную сетку на оболочке, необходимо разбить окружность с равным шагом на требуемое количество элементов, по которым будет строиться сетка (Mech Control→Size Along Curve).

При приложении нагрузок (Model→Load) к модели целесообразно воспользоваться типами нагрузок, которые прикладываются к геометрическим объектам (Geometry Based Loads). Для моделирования давления среды использовать нагрузки на поверхность (On Surface), а для задания составляющих полной реакции R – на кривой (On Curve). Так как нагрузки от составляющих реакции действуют по длине оболочки, а давление – на площадь «седла», то для составляющих реакции необходимо выбрать тип нагрузки Force Per Length, а для давления – Force Per Area. При этом для задания радиальной силы Q по нормали к поверхности оболочки необходимо в разделе «Направление» (Direction), указать задание нагрузки по нормали к поверхности (Normal on Surface), а также поверхность, воспользовавшись клавишей «Указать» (Specify).

На рис. 4 представлена модель «седла» клапана с приложенными составляющими полной реакции R – осевой T и радиальной Q силами.

При необходимости, давление герметизируемой среды (рис. 5) задается как нагрузка на поверхность (On Surface), для оболочки необходимо приложить нагрузку по нормали к ее поверхности (Normal on Surface).

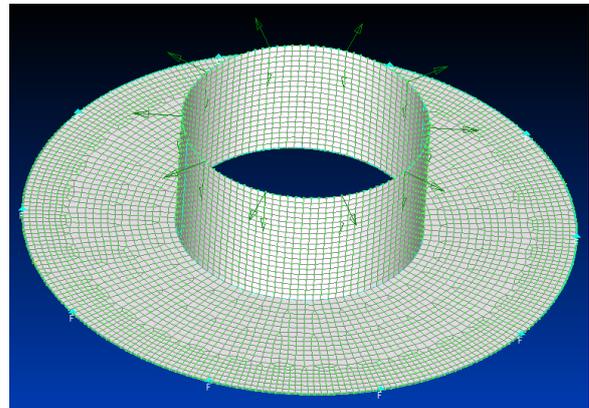


Рис. 4. Модель седла клапана с приложенной нагрузкой

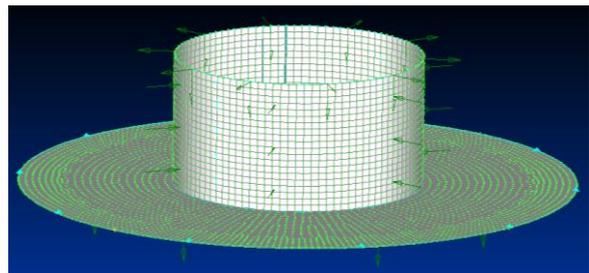


Рис. 5. Модель седла клапана с приложенной нагрузкой и давлением герметизируемой среды

Когда геометрия модели построена и для нее заданы все основные параметры (материал, свойства конечных элементов, нагрузки), можно переходить к осуществлению анализа.

Проведение конечно-элементного анализа задается в выпадающем меню Файл (File→Analyze). В качестве типа анализа (Analysis Type) был выбран статический (Static).

После расчета модели в Femap можно выполнять обработку результатов (View→View Select). Разделы "Deformed Style" и "Output Set" позволяют выбрать метод отображения деформаций и изолиний.

На рис. 6–9 показано «седло» клапана под действием силы $F_{пр}$ без учета давления рабочей среды. С целью более наглядного представления результатов модели в разделе Deformed Style параметр Deform отключен.

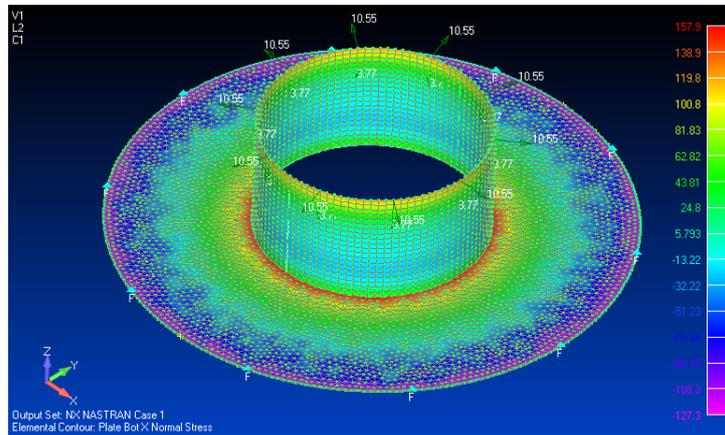


Рис. 6. Напряжения, возникающие в «седле» при нагрузке 450 Н (Plate Bot X Normal Stress)

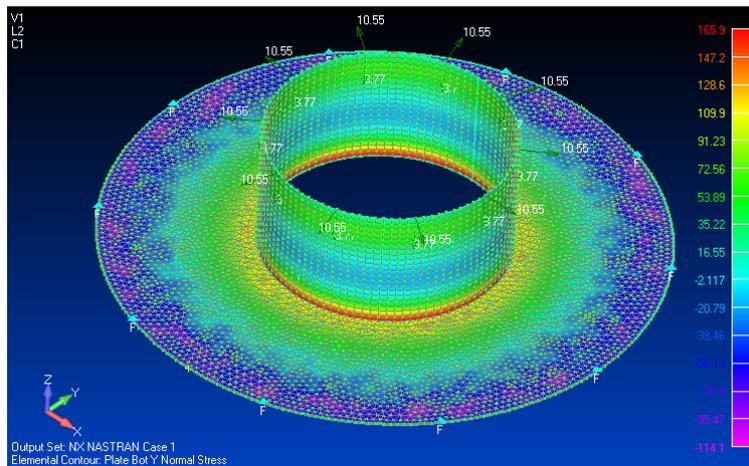


Рис. 7. Напряжения, возникающие в «седле» при нагрузке 450 Н (Plate Bot Y Normal Stress)

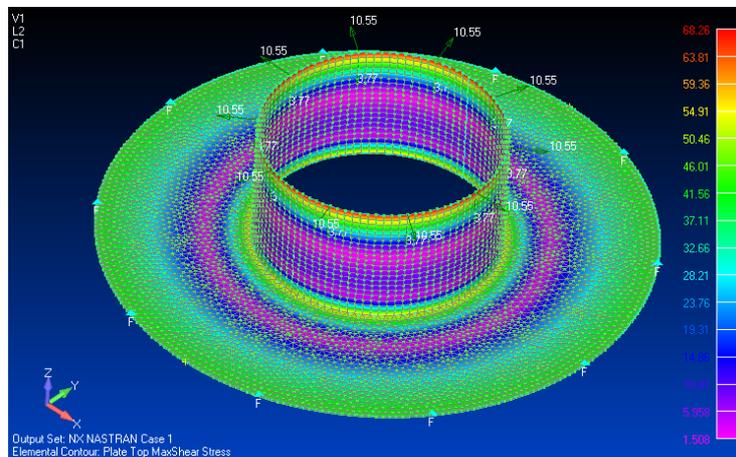


Рис. 8. Касательные напряжений, возникающие в «седле» при нагрузке 450 Н (Top MaxShear Stress)

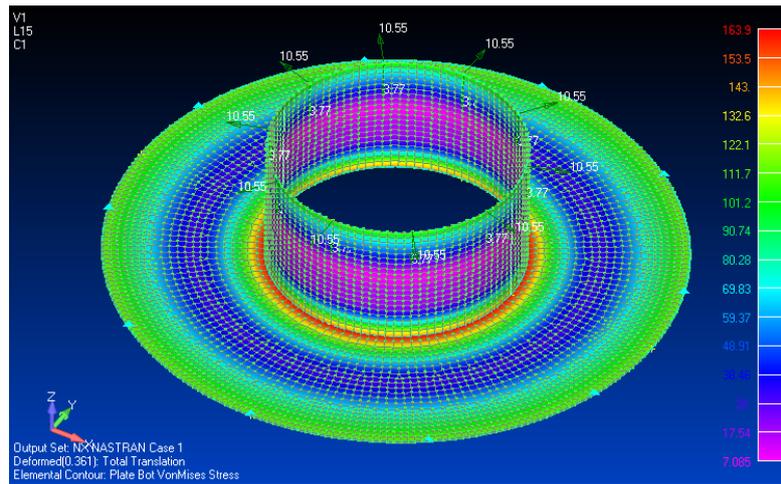


Рис. 9. Напряжения, возникающие в «седле» при нагрузке 450 Н (VonMises Stress)

На представленных выше картах напряжений (см. рис. 6–9) X, Y Normal Stress – карты нормальных напряжений вдоль оси X и Y соответственно; Top MaxShear Stress – карта максимальных касательных напряжений; VorMises Stress – карта эквивалентных напряжений в «седле».

Наибольшие напряжения возникают в местах сопряжения пластины и оболочки, заделке и по контуру приложения составляющих реакции R.

Отображаемые деформации (при включенном параметре Deform) модели соответствуют суммарным перемещениям точек пластины (Total Translation), а контурные данные – эквивалентным напряжениям $\sigma_{\text{экв}}$ на верхней стороне пластины (Plate Top VonMises Stress), вычисленным по гипотезе энергии формоизменения Рихарда Фон Мизеса:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$$

где $\sigma_x = \sigma_{11}, \sigma_y = \sigma_{22}, \sigma_z = \sigma_{33}, \tau_{xy} = \sigma_{12}, \tau_{yz} = \sigma_{23}, \tau_{zx} = \sigma_{31}$ компоненты тензора напряжений в рассмат-

риваемой точке элемента конструкции; в случае плоского напряженного состояния ($\sigma_z = 0, \tau_{yz} = 0, \tau_{zx} = 0$), принимаемого в модели пластины, выражение для эквивалентных напряжений будет иметь вид:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x^2 + 6 \cdot \tau_{xy}^2}$$

Следует отметить, что в зависимости от соотношения компонент тензора напряжений, эквивалентные напряжения на верхней и нижней (Plate Bot VonMises Stress) сторонах пластины могут существенно различаться между собой, поэтому следует анализировать как те, так и другие [15, 22, 23].

На рис. 10, 11 представлены карты перемещений Translation T1 (вдоль оси X) и Total Translation (суммарных перемещений).

На рис. 11–14 представлены карты Plate X Membrane Force, Plate X, Y Bending Moment, где Plate X Membrane Force – мембранные усилия в пластине вдоль оси X; Plate X, Y Bending Moment – изгибающие моменты вдоль оси X и Y соответственно.

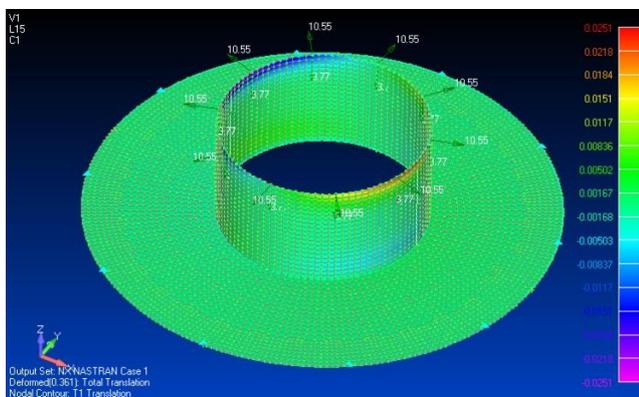


Рис. 10. Перемещения, возникающие в «седле» при нагрузке 450 Н (Translation T1)

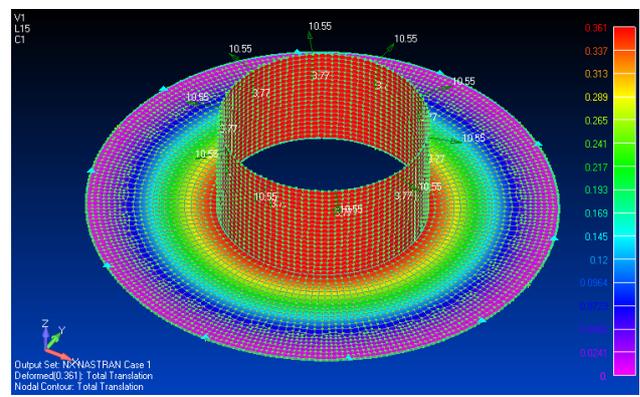


Рис. 11. Суммарные перемещений, возникающие в «седле» при нагрузке 450 Н (Total Translation).

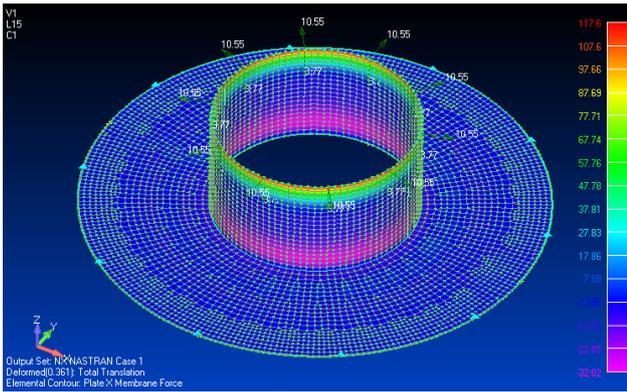


Рис. 12. Значения силы, возникающей в «седле» при нагрузке 450 Н (Plate X Membrane Force)

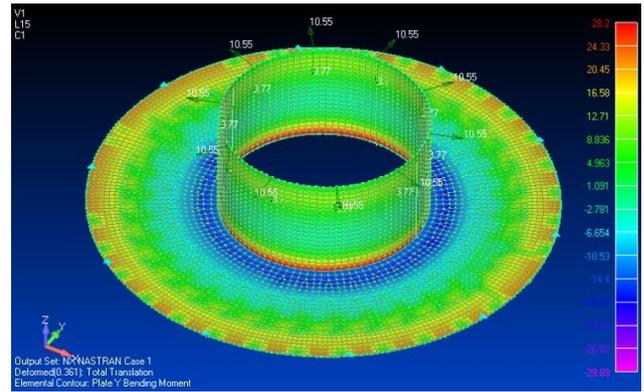


Рис. 13. Моменты, возникающие в «седле» при нагрузке 450 Н (Plate Y Bending Moment)

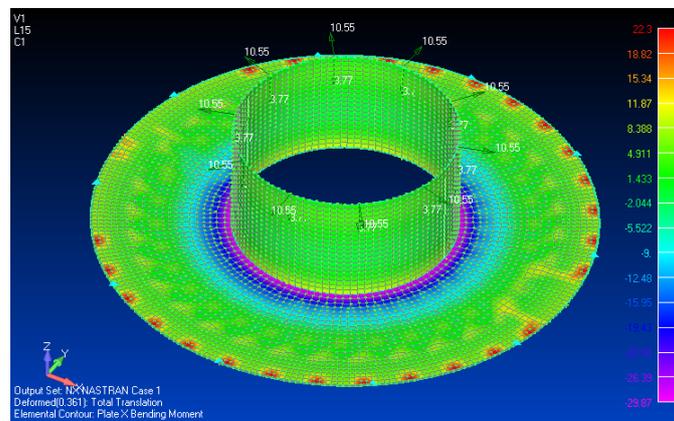


Рис. 14. Моменты, возникающие в «седле» при нагрузке 450 Н (Plate X Bending Moment)

На рис. 15 представлена условная схема снятия данных с карт результатов.

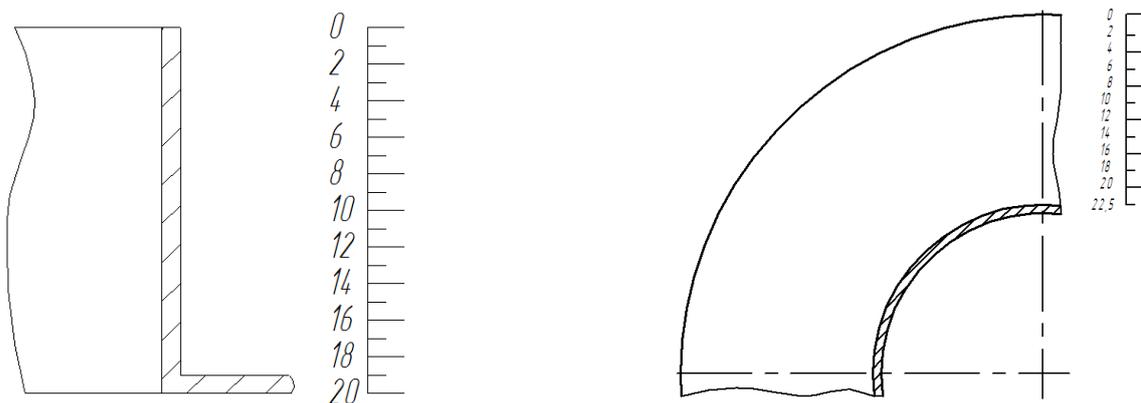


Рис. 15. Схема снятия данных с карт результатов

Основные результаты по моделированию седла клапана в MSC.visual Nastran for Windows при нагрузке 450 Н сведены в табл. 2 и 3. Результаты представлены в виде диапазона.

Параметр x , мм определяет зону снятия данных; w , мм – радиальное смещение; M_x, M_y , Н – удельные внутренние моменты вдоль осей; T_y , Н/мм – удельное значение силы; σ_x, σ_y , МПа – нормальные напряжения вдоль осей X и Y соответственно.

Таблица 2. Результаты моделирования для оболочки «седла»

x , мм	w_x , мм	M_x , Н	M_y , Н	T_y , Н/мм	σ_x , МПа	σ_y , МПа
0–1	0,025...0,021	1,4...4,9	1,09...4,9	117...97,6	138...100,8	16,5...35,2
1–2	0,021...0,015	1,4...4,9	4,9...8,8	77,7...57,7	100,8...81,8	35,2...53,8
2–3	0,015...0,005	1,4...4,9	8,8...12,7	57,7...27,8	81,8...62,8	35,2...53,8
3–4	0,005...0,0016	1,4...4,9	8,8...12,7	27,8...17,8	62,8...24,8	35,2...53,8
4–5	0,005...0,0016	1,4...4,9	12,7...8,8	27,8...17,8	24,8...5,7	53,8...35,2
5–6	0,0016...-0,0016	1,4...4,9	8,8...4,9	17,8...7,8	5,7...-13,2	35,2...16,5
6–7	0,0016...-0,0016	1,4...4,9	4,9...1,09	7,8...-2,09	5,7...-13,2	16,5...-2,11
7–8	0,0016...-0,0016	1,4...4,9	4,9...1,09	7,8...-2,09	5,7...-13,2	16,5...-2,11
8–9	0,0016...-0,0016	1,4...-2,0	1,09...-2,7	7,8...-2,09	5,7...-13,2	16,5...-2,11
9–10	0,0016...-0,0016	1,4...-2,0	1,09...-2,7	7,8...-2,09	5,7...-13,2	16,5...-2,11
10–11	0,0016...-0,0016	1,4...-2,0	1,09...-2,7	7,8...-2,09	5,7...-13,2	-2,11...-20,7
11–12	-0,0016...-0,005	1,4...-2,0	1,09...-2,7	-2,09...-12	5,7...-13,2	-2,11...-20,7
12–13	-0,0016...-0,005	1,4...-2,0	1,09...-2,7	-2,09...-12	5,7...-13,2	-2,11...-20,7
13–14	-0,0016...-0,005	1,4...-2,0	1,09...-2,7	-2,09...-12	-13,2...5,7	-2,11...-20,7
14–15	-0,005...-0,008	-2,0...1,4	-2,7...1,09	-12...22	-13,2...5,7	-20,7...-2,11
15–16	-0,005...-0,008	-2,0...1,4	1,09...4,96	-22...-32	-13,2...5,7	-2,11...16,5
16–17	-0,008...-0,005	-2,0...1,4	4,96...12,7	-32...-22	5,7...24,8	16,5...35,2
17–18	-0,005...-0,0016	1,4...4,9	12,7...16,5	-32...-22	5,7...24,8	53,8...91,2
18–19	-0,0016...0,0016	4,9...8,38	16,5...24,3	-22...-12	24,8...43,8	109,9...147,2
19–20	0,0016...0,005	8,38...11,8	24,3...28,2	-12...-2,09	43,8...62,8	147,2...165,9

Таблица 3. Результаты моделирования для пластины «седла»

x , мм	w_{sum} , мм	M_x , Н	M_y , Н	σ_x , МПа	σ_y , МПа
0–1	0,0...0,0	18,8...11,8	24,3...20,4	87,5...66,3	141,9...118
1–2	0,0...0,02	11,8...8,3	20,4...16,5	87,5...66,3	118...94,8
2–3	0,02...0,04	11,8...8,3	20,4...16,5	66,3...45,1	94,8...71,2
3–4	0,04...0,07	8,3...4,9	16,5...12,7	66,3...45,1	71,2...47,6
4–5	0,07...0,09	8,3...4,9	16,5...12,7	45,1...24	71,2...47,6
5–6	0,07...0,09	4,9...1,4	12,7...8,8	45,1...24	71,2...47,6
6–7	0,09...0,12	4,9...1,4	8,8...4,9	24...2,8	47,6...24,1
7–8	0,12...0,14	4,9...1,4	8,8...4,9	24...2,8	47,6...24,1
8–9	0,14...0,16	1,4...-2,0	4,9...1,0	24...2,8	24,1...0,57
9–10	0,14...0,16	1,4...-2,0	4,9...1,0	2,8...-18	24,1...0,57
10–11	0,16...0,19	1,4...-2,0	1,0...-2,7	2,8...-18	0,57...-22,9
11–12	0,19...0,21	1,4...-2,0	1,0...-2,7	2,8...-18	0,57...-22,9
12–13	0,19...0,21	1,4...-2,0	-2,7...-6	-18...-39,5	-22,9...-46,5
13–14	0,21...0,24	-2,0...-5,5	-6...-10,5	-18...-39,5	-22,9...-46,5
14–15	0,24...0,26	-5,5...-9,0	-10,5...-14	-39,5...-60	-22,9...-70,1
15–16	0,26...0,28	-9,0...-12,4	-14...-18,2	-60...-81,8	-22,9...-70,1
16–17	0,28...0,31	-9,0...-12,4	-14...-18,2	-60...-81,8	-70,1...-93,6
17–18	0,28...0,31	-12,4...-15,9	-18,2...-22	-81,8...-103	-93,6...-117
18–19	0,31...0,33	-15,9...-19,4	-18,2...-22	-103...-124	-93,6...-117
19–20	0,33...0,36	-19,4...-22,9	-18,2...-22	-124...-145	-117...-93,6
20–22,5	0,33...0,36	-22,9...-26,3	-18,2...-22	-145...-166	-93,6...-70,1

Определение перемещений в тонкостенном «седле» (экспериментальные данные). Исследования по определению перемещений седла проводились на специально созданной для этих целей установке, которая представлена рис. 16.

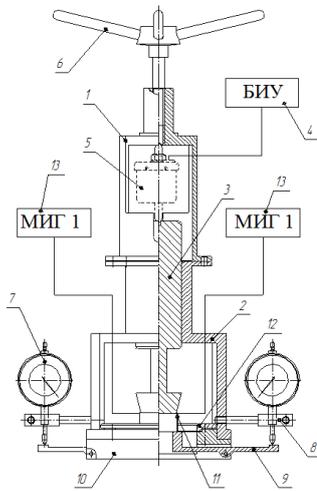


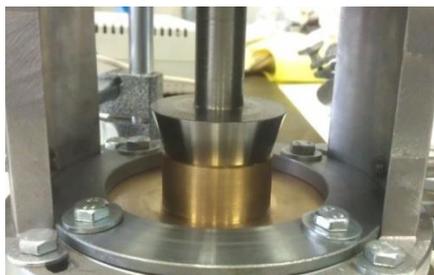
Рис. 16. Схема экспериментальной установки: 1 – крышка привода; 2 – корпус; 3 – золотник; 4 – блок измерения усилий (БИУ); 5 – датчик усилия (ДУ); 6 – штурвал; 7 – индикатор часовой (ИЧ-10); 8 – кронштейн; 9 – осевой рычаг; 10 – опорная крышка; 11 – седло; 12 – фиксирующее кольцо; 13 – индикатор часовой МИГ 1 (показан схематично)

Геометрические параметры, материал, а также условия нагружения тонкостенного «седла» соответствуют заданным при моделировании в MSC.vN4W.

На рис. 17 представлены снимки экспериментальной установки в собранном виде с подключенным БИУ и закрепленными датчиками ИЧ-10 и МИГ 1.



а)



б)

Рис. 17. Экспериментальная установка: общий вид установки (а); затвор (б)

В табл. 4 приводятся результаты экспериментальных исследований по нагружению тонкостенного «седла» силой со стороны «золотника» в 450 Н.

Таблица 4. Экспериментальные данные перемещений $w_{осе}$ и $w_{рад}$ «седла»

Нагрузка F , Н	Опыт. знач. датчиков 1/2 $w_{осе}$, мм	Среднее ариф. значение $w_{осе.ср}$, мм	Опыт. знач. датчиков 1/2 $w_{рад}$, мм	Среднее ариф. значение $w_{рад.ср}$, мм
450	0,37/0,28	0,275	0,018/0,022	0,020

Для построения графиков линейной зависимости нагрузки $F_{пр}$ от перемещения $w_{осе.ср}$ и нагрузки $F_{пр}$ от перемещения $w_{рад.ср}$ воспользуемся методом наименьших квадратов (рис. 18, 19).

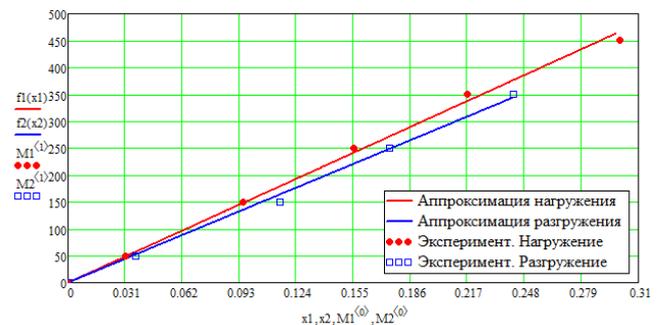


Рис. 18. Осевой прогиб пластины «седла»

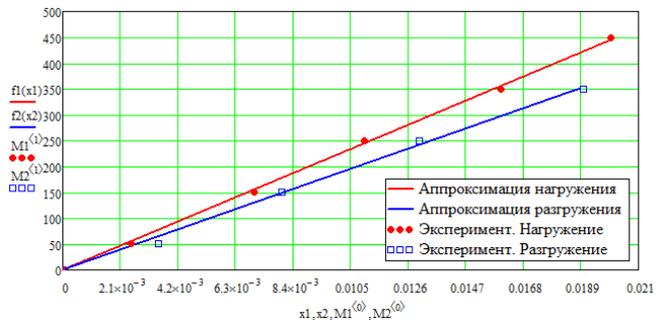


Рис. 19 Радиальные смещения торца оболочки «седла»

Заключение. Использование тонкостенного «седла» пониженной жесткости вместо жестко защемленной оболочки в клапанных уплотнительных соединениях ведет к значительному снижению динамической (ударной) нагрузки, позволяя выполнить «седло» еще более тонкостенным, что в свою очередь ведет к снижению требуемого усилия герметизации, мощности привода и масса-габаритным параметрам соединения в целом.

Результаты, полученные при моделировании тонкостенного «седла», показали допустимое с точки зрения инженерной практики совпадение с полученными результатами при экспериментальном исследовании нагружения уплотнения.

Следует отметить, что герметизирующая способность уплотнительного соединения, как и его износ, во

многим определяются законом распределения контактного давления по ширине уплотнительного поверхности. Использование линейных моделей нагружения

оболочки на участке фактической нелинейности может привести к ошибкам, поэтому требуется уточнение и проверка получаемых результатов.

Литература

- ГОСТ Р 52720–2007. Арматура трубопроводная. Термины и определения Введ. 2007–04–11 М.: Стандартинформ, 2007. 16 с.
- Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник / Под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.
- М.: Машиностроение, 1986. 464 с.
- Кармугин Б.В., Стратиневский Г.Г., Мендельсон Д.А. Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов. М.: Машиностроение, 1983. 152 с
- Гуревич Д.Ф. Трубопроводная арматура. Л.: Машиностроение, 1981. 368 с.
- Кондаков Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник. М.: Машиностроение, 1994. 448 с.
- Долотов А.М., Гозбенко В.Е., Белоголов Ю.И. Уплотнительные соединения с использованием тонкостенных элементов. Деп. рукопись 22.11.2011, № 508-B2011.
- Щучинский С. Х. Электромагнитные приводы исполнительных механизмов. М.: Энергоатомиздат, 1984. 152 с.
- Долотов А.М., Огар П.М., Чегодаев Д.Е. Основы теории и проектирования уплотнений пневмогидроарматуры летательных аппаратов. М.: Изд-во Москов. авиацион. ин-та, 2000. 296 с.
- Долотов А.М. Разработка методов расчета и проектирование уплотнений с оболочечным элементом для летательных аппаратов. дис. ... док. тех. наук. М, 1994. 280 с.
- Белоголов Ю.И. Совершенствование конструкций уплотнительных соединений с тонкостенными элементами (упругой кромкой): дис. ... канд. техн. наук. Иркутск, 2013. 178 с.
- Герасимов С.В., Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Математическая модель динамического нагружения двухседельного клапана // Тр. Братск. гос. ун-та. Сер. Естественные и инженерные науки. 2012. Т. 1. С. 126-129.
- Огар П.М., Долотов А.М., Погодин В.К., Тарасов В.А. Обеспечение герметичности уплотнительных соединений - важное условие снижения рисков техногенных аварий и катастроф // Безопасность регионов – основа устойчивого развития: мат.-лы науч.-практ. конф. Т. 2. Иркутск, 2007. С. 50-58.
- Долотов А.М., Зацарный В.А. / Применение клапанных уплотнений типа «кромка» // Трубопроводная арматура и оборудование. 2014. № 4 (73). С. 97-99.
- Шимкович Д.Г. Расчет конструкций в MCS / NASTRAN for Windows М.: ДМК Пресс, 2001 448 с.
- Шимкович Д.Г. Femap & Nastran Инженерный анализ методом конечных элементов. М.: ДМК Пресс, 2008. 704 с.
- Замрий А.А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде APM Structure 3D. М.: АПМ, 2010. 375 с.
- Руководство пользователя APM Structure. М.: Научно-технический центр «АПМ», 2010. 226 с.
- Герасимов С.В. Компьютерное моделирование контактного взаимодействия жесткого цилиндра и тонкостенного поршня // Тр. Братск. гос. ун-та. 2008. Т. 2.
- Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры Л.: Машиностроение, 1969. 887 с.
- Пономарев С.Д. Расчеты на прочность в машиностроении. М.: Изд-во МЛ, 1958. 975 с.
- Долотов А.М., Белоголов Ю.И. Определение жесткостных характеристик оболочечно-пластинчатого седла клапана // Трубопроводный транспорт: теория и практика. 2013. № 3 (37). С. 32-37.
- Ogar P.M., Tarasov V.A., Gorokhov D.B. The influence of coating thickness on the relative area of tribounits contact // Advanced Materials Research. 2015. Vol. 1061-1062. P. 614-618.
- Ogar P.M., Tarasov V.A. Determination of the Elastic Characteristics of Bodies with Thin Coatings // Advanced Materials Research. 2013. Vol. 2, № 677. P. 267-272.

References

- State standard R 52720-2007. Pipeline valves. Terms and definitions. Introduced 2007-04-11 M.: Standardinform, 2007. 16 p.
- Seals and sealing technology. Reference book / Under general ed. A.I. Golubev, L.A. Kondakov. Moscow: Machine Building, 1986. 464 p.
- Karmugin B.V., Stratinevskiy G.G., Mendelson D.A. Clap seals of pneumohydro units. M.: Machine Building, 1983. 152 p.
- Gurevich D.F. Pipeline armature. L.: Machine Building, 1981. 368 с.
- Kondakov L.A. Seals and sealing technique: Reference book. Moscow: Mashinostroenie, 1994. 448 p.
- Dolotov A.M., Gozbenko V.E., Belogolov Y.I. Sealing joints using thin-walled elements. Dep. manuscript 22.11.2011, № 508-V2011.
- Dolotov A.M., Gozbenko V.E., Belogolov Y.I. Sealing joints using thin-walled elements. Dep. manuscript 22.11.2011, № 508-V2011.
- Shchuchinsky S.X. Electromagnetic drives of the executive mechanisms. Moscow: Energoatomizdat, 1984. 152 p.
- Dolotov A.M., Ogar P.M., Chegodaev D.E. Fundamentals of Theory and Design of Seals of Aircraft Pneumohydraulic Armature. Moscow: Moscow Aviation Institute Publishing House, 2000. 296 p.
- Dolotov A.M. Development of calculation methods and designing of seals with a shell element for aircraft: dissertation ... doctor of technical sciences. M, 1994. 280 p.
- Belogolov Yu.I. Perfection of the designs of the sealing joints with the thin-walled elements (elastic edge): dissertation ... candidate of technical sciences. Irkutsk, 2013. 178 p.
- Gerasimov S.V., Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Mathematical model of the dynamic loading of a two-seat valve // Proc. of Bratsk State Univ. Ser. Natural and Engineering Sciences. 2012. Vol. 1. P. 126-129.
- Ogar P.M., Dolotov A.M., Pogodin V.K., Tarasov V.A. Ensuring the tightness of sealing joints - an important condition for reducing the risks of man-made accidents and disasters // Safety of Regions - the Basis of Sustainable Development: Proceedings of the Scientific and Practical Conf. Vol. 2. Irkutsk, 2007. P. 50-58.
- Dolotov A.M.; Zatsarny, V.A. / Application of the valve seals of the "lip" type (in Russian) // Pipeline valves and equipment. 2014. № 4 (73). P. 97-99.
- Shimkovich D.G. Calculation of Structures in MCS / NASTRAN for Windows М.: ДМК Пресс, 2001 448 p.
- Shimkovich D.G. Femap & Nastran Engineering Analysis by Finite Element Method. М.: ДМК Пресс, 2008. 704 p.
- Zamrii A.A. Designing and calculation by the finite element method of three-dimensional structures in APM Structure 3D environment. М.: АПМ, 2010. 375 p.
- APM Structure User Manual. М.: АПМ Scientific and Technical Center, 2010. 226 p.

19. Gerasimov S.V. Computer modeling of the contact interaction between a rigid cylinder and a thin-walled piston (in Russian) // Proc. of Bratsk. Bratsk State Univ. 2008. Vol. 2.
20. Gurevich D.F. Calculation and design of pipeline armature L.: Mashinostroenie, 1969. 887 p.
21. Ponomarev S.D. Strength calculations in mechanical engineering. Moscow: ML Publishing House, 1958. 975 p.
22. Dolotov A.M., Belogolov Yu.I. Determination of the stiffness characteristics of the shell-and-plate valve seat // Pipeline transport: theory and practice. 2013. № 3 (37). P. 32-37.
23. Ogar P.M., Tarasov V.A., Gorokhov D.B. The influence of coating thickness on the relative area of tribounits contact // Advanced Materials Research. 2015. Vol. 1061-1062. P. 614-618.
24. Ogar P.M., Tarasov V.A. Determination of the Elastic Characteristics of Bodies with Thin Coatings // Advanced Materials Research. 2013. Vol. 2, № 677. P. 267-272.