

УДК 621.646.986

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДЕФОРМАЦИИ В ЗАПОРНЫХ УСТРОЙСТВАХ***А.А. Базаров, Н.В. Бондарева**Самарский государственный технический университет
Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

Аннотация. Рассмотрен комплекс вопросов по компьютерному моделированию процессов деформации в запорных устройствах (задвижках) при снижении температуры. Некоторые типы задвижек, используемых для перекрытия потоков жидкости, подвержены заклиниванию. Эта проблема касается задвижек с цельным жестким клином. Часто это проявляется при снижении температуры до отрицательных значений. Электроприводы задвижек имеют достаточную мощность, что в совокупности с наличием редукторов при попытке открытия создает усилие, приводящее иногда к обрыву штока задвижки. Целью работы является определение влияния геометрических и физических параметров в задвижке на формирование деформаций и термонапряжений, приводящих к заклиниванию. Для выяснения причины заклинивания был произведен анализ различных вариантов возникновения деформаций элементов конструкции, связанных с технологией обработки прилегающих поверхностей клина и седловины, применением различных материалов, выполнены расчеты процессов деформации для некоторых простых конструкций. Математическое моделирование произведено с помощью метода конечных элементов. Ввиду медленного изменения температуры окружающей среды для расчетов использованы стационарные трехмерные модели. Изменение температуры задано в задаче в виде фиксированного перепада. Особенности конструкции задвижек с жестким клином требуют тщательной механической обработки, чтобы обеспечить плотное прилегание и исключить утечки. Из-за сложности доступа во внутренние полости задвижки для обработки предусмотрена разборная конструкция, что позволяет добиться высокого качества поверхностей и исключить заклинивания по этой причине. Применение сталей разных марок и возможность закалки поверхностей во время механической обработки приводят к отличию физических свойств, в частности коэффициента термического расширения. Однако, как показали расчеты, при небольшой толщине этих деталей и глубине закалки влияние этого фактора очень незначительно. Еще одной причиной различия величин деформаций является отличие удлинения стержня и цилиндрической оболочки. В рассматриваемом диапазоне температур для материалов с низкими коэффициентами теплового расширения разница в изменении геометрических размеров оказалась очень малой и сопоставимой с погрешностью вычислений. Исследование влияния геометрической формы на величину относительных деформаций элементов задвижки показало, что применение в конструкции цилиндрических оболочек и сплошных цилиндров не приводит к появлению термонапряжений. Даже форма клина не влияет на величину деформаций. Однако изготовление вертикальной части корпуса в виде конической

*Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект №19-06-00212).

Базаров Александр Александрович (д.т.н., доц.), профессор кафедры
«Электроснабжение промышленных предприятий».

Бондарева Наталья Викторовна, аспирантка.

оболочки приводит к появлению значительных отклонений в величине деформаций сопряженных поверхностей. В реальных задвижках корпус имеет более сложную форму, но соотношение размеров соответствует рассмотренной упрощенной модели. Вывод: для исключения заклинивания необходимо выполнять конструкцию симметричной. Так как такое решение является более материалоемким, то требуется оснащать задвижки системами подогрева для выравнивания деформаций.

Ключевые слова: задвижка с жестким клином, заклинивание, тепловые деформации, метод конечных элементов.

Введение

Запорная арматура, установленная на трубопроводах, управляет потоком перекачиваемых жидкостей и газов. Один из видов запорных элементов – устройство в форме клина – называется клиновой задвижкой, которая используется исключительно как запирающая конструкция, но не применяется для регулирования потока, поскольку имеет только два положения «открыто» и «закрыто».

Самым известным и самым надежным типом запорной арматуры считаются клиновые задвижки. Сфера их применения – трубопроводы с различными рабочими средами, которые не требуют точной регулировки потока.

В таких задвижках контактные поверхности корпуса располагаются под небольшим углом наклона друг к другу, а затвор является клином, который в закрытом положении плотно входит между ними. Тип клина зависит от особенностей эксплуатации.

Существует несколько видов стальных клиновых задвижек [1]. В жестких задвижках клин выполнен цельнолитым, что позволяет обеспечить хорошую герметичность. Однако при значительном отклонении температуры окружающей среды от начального значения возможно заклинивание [2]. Для решения этой проблемы созданы задвижки с составным двухдисковым запирающим элементом. Дополнительно причинами заклинивания являются коррозия, износ уплотняющих поверхностей.

На трубопроводах, где температура рабочей среды изменяется, рекомендуется применять задвижки с прорезиненным клином. Стоимость их невысока, а надежность проверена временем: такой тип используется очень давно и зарекомендовал себя как качественный. Их преимущество перед металлическими задвижками – независимость от температурных режимов, что позволяет избежать заклинивания. Проблемы с использованием таких задвижек связаны с высокими значениями температуры, давления или химической агрессивностью среды к материалу уплотнения.

Несмотря на достоинства конструкций с составным или обрешиненным клином задвижки с жестким клином находятся в эксплуатации.

Жесткий клин обеспечивает надежную герметичность запорного органа, но для этого требуется повышенная точность обработки для совпадения угла клина с углом между седлами корпуса [2, 3].

В качестве примера на рис. 1 представлена упрощенная конструкция задвижки с жестким клином. Уплотнительные поверхности наплавлены высоколегированной сталью, что позволяет их длительно эксплуатировать с заданной герметичностью. Корпус задвижки выполнен из стали 25Л, 35Л, а наплавка на клин и кольцо в корпусе – из стали 07Х25НЗ, 13Х25Е.

Для обеспечения плотного прилегания кроме высокого качества обработки

поверхностей требуется создание значительного усилия. Мощность двигателя привода задвижки изменяется в пределах от 0,025 кВт при значении условного диаметра $D=50$ мм до 7,5 кВт при $D=1200$ мм. Время открытия задвижки составляет от 0,8 до 5 минут. Большое время открывания обусловлено наличием редуктора, понижающего скорость вращения и увеличивающего момент. Усилия, создаваемые при подъеме клина, столь велики, что при заклинивании могут привести к обрыву штока (шпинделя) [4]. Дополнительной причиной обрыва является большой пусковой момент.

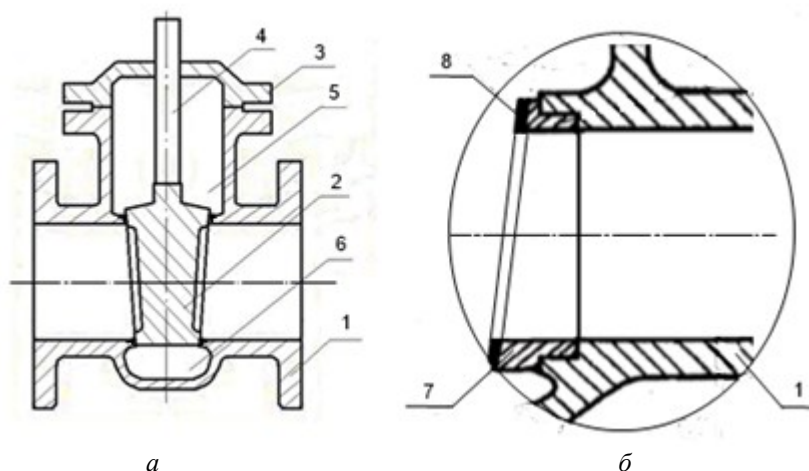


Рис. 1. Задвижка в разрезе (а) и седло (б):

1 – корпус; 2 – клин; 3 – крышка; 4 – шток; 5 – полость под крышкой;
6 – нижняя полость; 7 – кольцо (седло); 8 – наплавка на кольце

В процессе термообработки поверхностные слои стальных изделий изменяют свойства [5, 6]. Например, коэффициент линейного расширения стали для области, содержащей аустенит, может быть в два раза больше, чем в области, содержащей мартенсит. Процессы закалки могут происходить при механической обработке из-за нагрева поверхностей клина и седловины задвижки. В дальнейшем температурные колебания корпуса задвижки могут сопровождаться различными деформациями составляющих элементов – корпуса и клина. Конечно, данное явление не может привести к значительной разнице в величине деформаций, так как толщина закаленного слоя невелика, следовательно, не является значимой причиной заклинивания. Тем не менее следует провести более детальное исследование этого фактора.

В работе [6] автор приводит выражение, отражающее корреляцию между тепловыми и упругими характеристиками твердых тел. Взаимосвязь между такими параметрами, как коэффициент линейного температурного расширения α и модуль упругости E , проиллюстрирована на примере медного листа, полученного с помощью прокатки. Для листов, прошедших деформацию с разной степенью обжатия, полученные коэффициенты теплового расширения отличаются в 7 раз.

Рассмотренные физические процессы сказываются на деформациях в задвижке и могут служить причиной заклинивания [7]. Целью работы является исследование конструкции, выявление основных причин и формулировка рекомендаций по решению проблемы заклинивания задвижек с жестким клином.

Формулировка задачи

Деформации корпуса и составных частей задвижки при изменении температуры происходят в силу различия физических свойств и геометрической несимметрии непропорционально.

Проблемам надежной работы задвижек и, в частности, заклинивания посвящено немало работ [8–13], где рассмотрены вопросы совершенствования расчетных методик [8, 9], анализа причин разрушения [10], моделирования процессов деформаций [11, 12] и улучшения эксплуатационных характеристик [13]. Несмотря на выявленную связь некоторых типов задвижек с проблемой заклинивания не раскрыта основная причина этого явления.

Для объяснения данной проблемы в работе проведен анализ некоторых процессов деформации задвижек: моделирование процессов деформации в симметричной конструкции для исследования физических свойств при использовании разных материалов в конструкции задвижки; исследование влияния структуры металлов седловины и клина после термообработки на деформации и напряжения; исследование влияния формы корпуса на величину деформации и напряжений.

Для решения поставленных задач была разработана математическая модель процесса упругой деформации. Реализация задачи выполнена на базе программы Comsol.

Упругие деформации

В трехмерной области условия деформации в точке выражаются через компоненты u , v , w и их производные [14, 15]. Следуя предположению о малом смещении, компоненты нормальной деформации и компоненты деформации сдвига определяются следующим образом:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x}; \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}; \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}; \varepsilon_{xy} = \frac{\gamma_{xy}}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right); \quad \varepsilon_{yz} = \frac{\gamma_{yz}}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right); \\ \varepsilon_{xz} &= \frac{\gamma_{xz}}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right).\end{aligned}$$

Симметричный тензор деформации ε состоит из нормальной и сдвиговой составляющих деформации:

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{xy} & \varepsilon_y & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{xz} & \varepsilon_{yz} & \varepsilon_z \end{bmatrix}.$$

Для описания напряжений в материале используется тензорная форма представления:

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix}; \tau_{xy} = \tau_{yx}; \tau_{xz} = \tau_{zx}; \tau_{yz} = \tau_{zy}.$$

Тензор напряжений состоит из трех нормальных напряжений (σ_x , σ_y , σ_z)

и трех сдвиговых напряжений для симметричной задачи (τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{xz}). Соотношение напряжение-деформация для линейных условий имеет вид

$$\sigma = D\varepsilon,$$

где D – матрица упругости размером 6×6 , а компоненты напряжения и деформации описаны в векторной форме, причем шесть компонент напряжения и деформации в векторах-столбцах определены как

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_x & \sigma_y & \sigma_z & \tau_{xy} & \tau_{yz} & \tau_{xz} \end{bmatrix}^T;$$

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \varepsilon_y & \varepsilon_z & \gamma_{xy} & \gamma_{yz} & \gamma_{xz} \end{bmatrix}^T.$$

Матрица упругости D определяется по-разному для изотропного, ортотропного и анизотропного материала. Для изотропных материалов матрица D выглядит следующим образом:

$$D = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix},$$

где E – модуль упругости (модуль Юнга), а ν – коэффициент Пуассона, который определяет сжатие в перпендикулярном направлении.

COMSOL Multiphysics основывает свою реализацию режимов применения структурной механики на слабой формулировке уравнений равновесия, выраженных в компонентах глобального напряжения.

Уравнения равновесия, выраженные в напряжениях, для трехмерной области формулируются следующим образом:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + F_x = 0;$$

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + F_y = 0;$$

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + F_z = 0,$$

где F обозначает объемные силы (силы тела).

Эти соотношения при использовании компактной формы записываются в виде

$$-\nabla \cdot \sigma = \mathbf{F},$$

где σ – тензор напряжений.

Для рассматриваемой задачи используется статический анализ, поэтому время и динамические свойства сред не учитываются. Подстановка отношения напряжение-деформация и отношения деформация-смещение в уравнение статического равновесия приводит к уравнению равновесия Навье, выраженному в смещениях. Уравнение Навье для статических условий, включая температуру, формулируется в виде

$$-\nabla \cdot (c \nabla \mathbf{u}) = \mathbf{F}.$$

Температурная деформация

Температурные деформации [16] зависят от текущей температуры T , опорной температуры T_{ref} и векторного коэффициента теплового расширения α_{vec} :

$$\varepsilon_{th} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \varepsilon_y & \varepsilon_z & \gamma_{xy} & \gamma_{yz} & \gamma_{xz} \end{bmatrix}_{th}^T = \alpha_{vec} (T - T_{ref}).$$

В зависимости от модели материала α_{vec} настраивается по-разному: для изотропных, упругопластических, гиперэластичных и вязкоупругих материалов. Для изотропного материала векторный коэффициент записывается в виде

$$\alpha_{vec} = [\alpha \quad \alpha \quad \alpha \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T.$$

Анализ процессов деформации, обусловленной изменением температуры, осуществляется с использованием энтропии. Для линейного термоупругого твердого тела энтропия на единицу объема составляет

$$S = \rho C_p \log(T / T_0) + S_{elast},$$

где T_0 – контрольная температура; объемная теплоемкость ρC_p принимается независимой от температуры.

Для изотропного материала составляющая, определяемая напряжениями, записывается в виде

$$S_{elast} = \alpha_{vec} \cdot (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z).$$

Энтропия является функцией состояния и, следовательно, не зависит от скорости деформации.

Физические свойства стали 35Л

Температура	°C	-20	100
Плотность	кг / м ³	7831	7804
Коэффициент линейного расширения, 10 ⁻⁶	1 / °C	12	12.9
Модуль Юнга, 10 ¹¹	Па	212	206
Коэффициент Пуассона		0,287	0,292

Построение модели для расчета тепловой деформации задвижки осуществляется для стационарного режима при небольшом изменении температуры, что упрощает процедуру учета температурных зависимостей коэффициента теплопроводности и модуля упругости.

При моделировании в качестве материала корпуса задвижки и клина принята сталь 35Л. Свойства стали в диапазоне температур от -20 до 100 °С приведены в таблице.

Исследование взаимного влияния линейного расширения трубы и внутренней перемычки

Упрощенная конструкция задвижки представляет собой комбинацию из вертикальной и горизонтальных труб. Между горизонтальными участками располагается клин. Исследование некоторых процессов деформации удобно провести на двумерной модели.

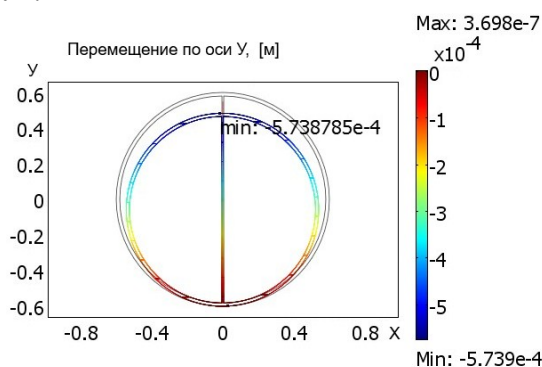


Рис. 2. Распределение смещений в трубе и внутренней перемычке

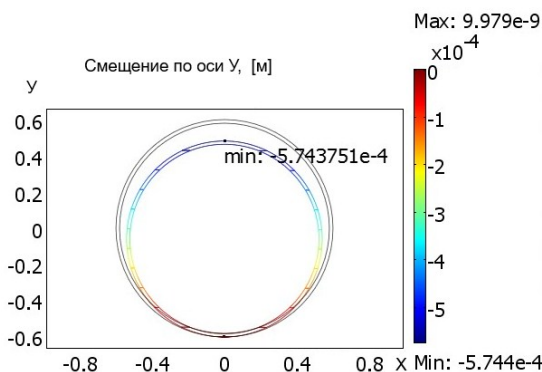


Рис. 3. Распределение смещений в трубе

Сопоставление изменения радиуса трубы и длины стержня при одинаковом снижении температуры и начальном равенстве радиуса и длины показывает с помощью простых формул, что у оболочки в отличие от сплошного цилиндра радиус уменьшается меньше, чем длина стержня, имеющего при начальной температуре длину, равную внутреннему диаметру оболочки. Для проверки были проведены расчеты на двумерных моделях для трубы и трубы с перемычкой. Исходный радиус трубы принят равным $0,6$ м. Начальное значение температуры принято 20 градусов, а конечное – 20 градусов. Модуль Юнга равен $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па.

Деформация трубы без внутренней перемычки меньше, чем с перемычкой. Изменение внутреннего диаметра трубы меньше, чем могло быть изменение длины отдельного стержня. Уменьшение диаметра трубы составляет

$l = 5,744 \cdot 10^{-4}$ м, а уменьшение диаметра трубы с перемычкой - $l = 5,737 \cdot 10^{-4}$ м, т. е. в отдельной трубе без перемычки диаметр уменьшается меньше. В результате возникают термонапряжения в трубе и перемычке. Напряжения в перемычке являются растягивающими, а в трубе – сжимающими. Для трубы с перемычкой имеет значение соотношение сечений трубы и перемычки. Чем больше сечение перемычки, тем больше будет деформироваться труба и превращаться в эллипс. Важно отметить, что влияние трубы на изменение линейного размера перемычки при уменьшении температуры на 40 градусов приводит к отклонению 0,5 мкм, что не может создать значительные напряжения. Наблюдаемая картина смещений приводит к появлению зазора между оболочкой и перемычкой. Для иллюстрации такого явления нужно создать разомкнутую модель, где хотя бы с одной стороны отсутствует механический контакт оболочки и перемычки (стержня). Следовательно, снижение температуры для трубы с перемычкой не может служить причиной появления термонапряжений.

Исследование деформаций и термонапряжений в корпусе задвижки на упрощенной трехмерной модели

Для исследования была принята конструкция, состоящая из горизонтальных участков трубы, между которыми располагается клин, и вертикальной оболочки. В качестве вертикальной составляющей корпуса были рассмотрены два варианта: цилиндрическая труба и пустотелый усеченный конус.

Упрощенная конструкция задвижки с цилиндрическим корпусом представлена на рис. 4. Ввиду ограниченности вычислительных ресурсов размеры модели взяты в уменьшенном масштабе.

Горизонтальный участок содержит два отрезка трубы, между которыми расположен сплошной клин. Вертикальная часть представляет собой оболочку цилиндрической формы, сверху и снизу ограниченную пластинами в форме диска. Для более удобного задания граничных условий в конструкцию добавлены элементы, позволяющие решить проблему фиксации в пространстве без создания существенных искажений условий задачи. В центрах дисков закреплены стержни диаметром 2 см и длиной 3 см, что обеспечивает задание граничных условий для задачи деформации на периферии расчетной области. Жесткая фиксация свободных торцевых поверхностей стержней не препятствует деформациям внутри всей конструкции, так как модуль Юнга принят равным $E = 2 \cdot 10^9$ Па.

Жидкость в модели не предусмотрена, поэтому горизонтальные участки не имеют заглушек.

Для второго варианта вертикальная часть корпуса представлена конической оболочкой (рис. 5), которая сверху и снизу ограничена плоскими пластинами в виде дисков (на рисунке не показано).

Свойства материала задвижки для тепловой задачи и задачи упругой деформации заданы в соответствии с таблицей.

Выбор граничных условий для задачи упругой деформации произведен с учетом удобства последующей обработки результатов расчета. Свободные торцевые поверхности цилиндров зафиксированы по всем направлениям (fixed).

Начальная температура T_0 принята равной 273 К (взята за референсное значение T_{ref}). Конечное значение задано как температура окружающей среды, равная 253 К.

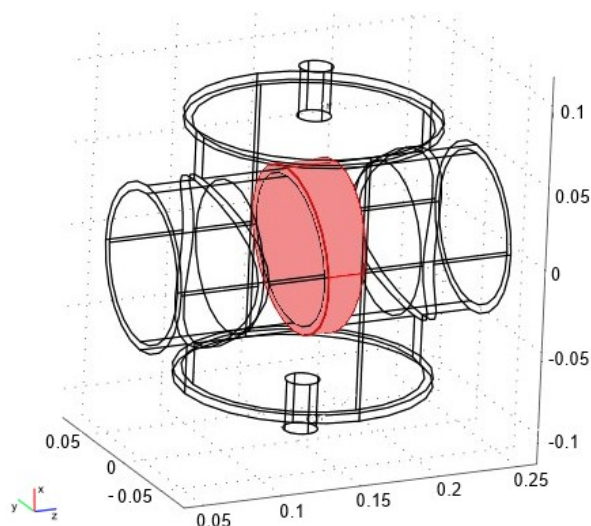


Рис. 4. Геометрическая модель задвижки с цилиндрическим корпусом

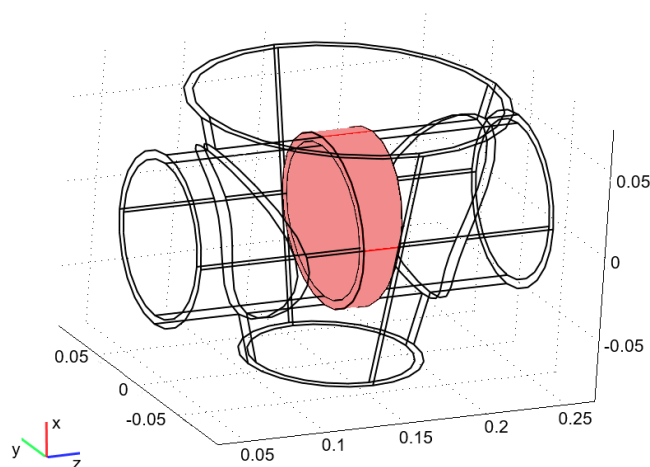


Рис. 5. Геометрическая модель задвижки с конусообразным корпусом

Моделирование процессов деформации при равномерных распределениях температуры не требует решения тепловой задачи. Достаточно задать исходное и конечное значения температуры, чтобы определить перепад температур. Последующие расчеты учитывают параметры материалов и конструктивные особенности, но на конечное распределение температур не оказывают влияния.

Результаты решения задачи для задвижки с цилиндрическим корпусом представлены в виде диаграмм, построенных вдоль верхней линии горизонтальной трубы с координатами: $x: (0,05; 0,05)$, $y: (0; 0)$, $z: (0; 0,23)$ и нижней линии с координатами: $x: (-0,05; -0,05)$, $y: (0; 0)$, $z: (0; 0,23)$. На рис. 6 показаны диаграммы термонапряжений, возникающих на линиях поверхности в результате охлаждения. Диаграммы практически совпадают для обеих линий. Различие наблюдается на участке, соответствующем клину.

Результаты решения задачи для задвижки с коническим корпусом представлены на рис. 7. Диаграммы построены также вдоль верхней линии горизонталь-

ной трубы с координатами: $x: (0,05; 0,05)$, $y: (0; 0)$, $z: (0; 0,23)$ и нижней линии с координатами: $x: (-0,05; -0,05)$, $y: (0; 0)$, $z: (0; 0,23)$.

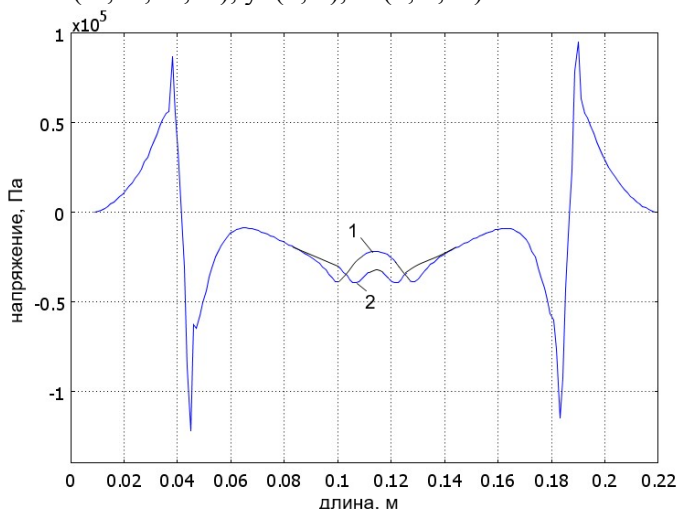


Рис. 6. Диаграмма напряжений по оси Z для задвижки с цилиндрическим корпусом:
1 – при $x = 0.05$ м, $y = 0$; 2 – при $x = -0.05$ м, $y = 0$

Коническая форма корпуса задвижки послужила причиной значительной разницы напряжений в области клина на верхней и нижней линиях поверхности трубы. Кроме того, по сравнению с расчетами для цилиндрического корпуса значения напряжений возросли почти в десять раз.

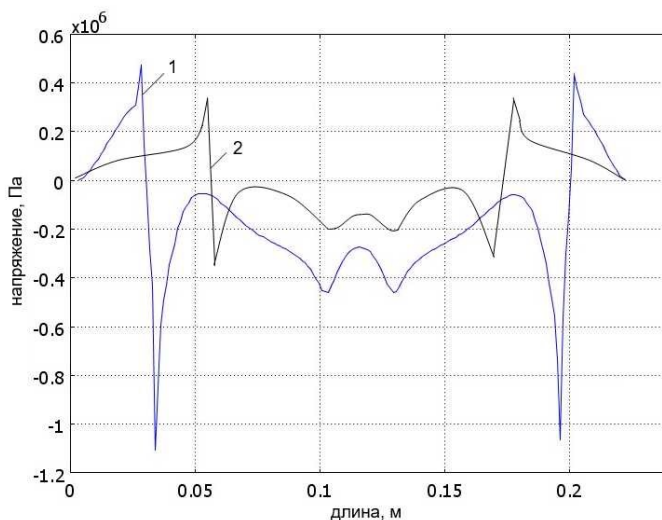


Рис. 7. Диаграмма напряжений по оси Z для задвижки с коническим корпусом:
1 – при $x = 0.05$ м, $y = 0$; 2 – при $x = -0.05$ м, $y = 0$

Резкие переходы на диаграммах обусловлены переходом через стенку конической оболочки и в месте соприкосновения трубы и клина. Первое отличие диаграмм на верхней и нижней линиях касается условий перехода через коническую оболочку. В верхней области трубы перепад напряжений значительно заметнее, чем на нижнем участке трубы. Гораздо более значительные напряжения возникают в местах контакта трубы и клина. Ввиду разной толщины клина в верхней

и нижней частях диаграммы смещены вдоль оси Z . Значения напряжений несопоставимы с величиной модуля Юнга и не могут привести к повреждению задвижки в статическом состоянии. Определение интегральных значений сжимающих усилий в пределах клина сложно выполнить, так как по окружности кольцевой поверхности контакта клина и седла знак напряжений меняется.

Различие объясняется взаимосвязанностью напряжений по всем направлениям. Полученные значения способны затруднить открывание задвижки. Дополнительно нужно принимать во внимание усилие, прилагаемое со стороны штока. В итоге силы трения между поверхностями клина и седла становятся больше начального усилия. Для их преодоления необходимы дополнительные меры, в частности подогрев.

Проектированию конструкций задвижек и определению параметров процессов тепловой деформации посвящено немало работ [17–19]. Развитие вычислительных средств позволяет более детально анализировать не только установившиеся процессы, рассмотренные в данной работе, но и динамические, характерные для задачи подогрева. Применяемый на практике подогрев задвижки в зимнее время с помощью парогенератора требует совершенствования с целью исключения ручного труда и перевозки оборудования к месту расположения.

Заключение

Исследование процесса деформаций и напряжений в задвижке при снижении температуры окружающей среды выявило основную причину заклинивания – возникновение неравномерных по высоте горизонтальных смещений, вызванное формой корпуса, отличающейся от цилиндрической. Устранение заклинивания возможно как с помощью подогрева в момент открывания задвижки, так и с помощью контроля температуры среды и регулирования прижимного усилия.

Предлагаемые мероприятия позволят повысить быстродействие систем управления задвижками и их надежность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шегельман И.Р., Васильев А.С., Шукин П.О. Задвижка запорная для трубопровода // Наука и бизнес: пути развития. Тамбов: Фонд развития науки и культуры, 2015. № 8 (50). С. 36–38.
2. Жук Д.И., Гаффанов Р.Ф., Щенятский А.В. Анализ влияния механических воздействий на уплотнительные поверхности запорно-регулирующей трубопроводной арматуры // Вестник ИЖГТУ имени М.Т. Калашникова. 2016. Т. 19, № 2. С. 27–29.
3. Настека В.В., Коренькин А.Ф., Низамов Н.Ф., Чирков Е.Ю., Кушнарченко В.М., Каменев С.В. Напряженно-деформированное состояние металла корпусов фонтанной арматуры до и после наплавки // Вестник Оренбургского государственного университета. 2013. № 1 (150). С. 212–218.
4. Какузин В.Б., Филиппов Н.Г. Проблемы настройки электроприводов задвижек // Арматуростроение. 2008. № 4 (55). С. 74–76.
5. Берникер Е.И. Посадки с натягом в машиностроении. Справочное пособие. М.–Л.: Машиностроение, 1966. 168 с.
6. Жуковский В.К., Гохман А.Р. Связь коэффициента линейного температурного расширения с остаточными напряжениями // Журнал технической физики. 2009. Т. 79, вып. 4. С. 90–96.
7. Подрезова И.С., ШUTOва Л.В., Ульянова Ю.Е., Пугачева О.Ю., Елжов Ю.Н. Анализ причин заклинивания и обрывов штоков трубопроводной электроприводной арматуры // Глобальная ядерная безопасность. 2014. № 4(13). С. 32–37.
8. Кузнецова Н.В. Трубопроводная арматура. Конструирование и расчет задвижек стальных клиновых. Монография. М.: Спутник, 2010. С. 175.
9. Гаффанов Р.Ф., Сериков Д.Ю. Недостатки методики расчета наплавки на примере клиновых задвижек и сильфонных клапанов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на

- море. М.: Всероссийский научно-исследовательский институт организации, управления и экономики нефтегазовой промышленности, 2019. № 7. С. 38–41.
10. Муратаев Ф.И. Исследование разрушения литого корпуса задвижки магистрального нефтепровода // Профессиональные коммуникации в научной среде – фактор обеспечения качества исследований. Сборник материалов Всероссийской научно-практической конференции. Под общ. ред. С.В. Юдиной. М.: Перо, 2017. С. 27–32.
 11. Закирничная М.М., Кульшарипов И.М., Чернова А.Ю. Оценка напряженно-деформированного состояния запорной арматуры с учетом рабочих параметров на примере клиновой задвижки ЗКЛ2 300-25 // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. М.: Тест-зл, 2016. Т. 82, № 11. С. 61–66.
 12. Закирничная М.М., Кульшарипов И.М. Особенности расчета ресурса безопасной эксплуатации клиновых задвижек с учетом рабочих параметров в технологических трубопроводах // Нефтегазовое дело. Уфа: Изд-во Уфимского гос. нефт. техн. ун-та, 2016. Т. 14. № 4. С. 121–125.
 13. Васильев А.С., Суханов Ю.В., Щукин П.О., Галактионов О.Н. Совершенствование эксплуатационных показателей запорной трубопроводной арматуры // Инженерный вестник Дона. Ростов-на-Дону: Северо-Кавказский научный центр высшей школы федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего профессионального образования Южный федеральный университет, 2014. № 3 (30). С. 14.
 14. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 541 с.
 15. Барботько М.А. Численное моделирование термических напряжений и деформаций в цилиндре с упругопластической оболочкой и вязкоупругим заполнителем // Вестник инженерной школы Дальневосточного федерального университета. 2018. № 4 (37). С. 16–23.
 16. Алферов В.И., Стешенкова Н.А. Применение МКЭ для решения тепловой и деформационной задач расчета сварочных деформаций судовых корпусных конструкций // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. СПб.: Крыловский государственный научный центр, 2010. № 56 (340). С. 147–162.
 17. Глушко А.В., Логинова Е.А., Астахова Е.В. Новая задача термоупругости в плоскости с разрезом // Вестник Воронежского государственного университета. Сер. Физика. Математика. 2018. № 2. С. 156–172.
 18. Глухов В.И., Шалай В.В., Гриневич В.А., Панин Ю.Н. Геометрическое моделирование деталей клинового затвора для обеспечения герметичности задвижек // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. Материалы 8-й международной научно-технической конференции. Омск: Изд-во Омского гос. техн. ун-та, 2018. С. 193–194.
 19. Майский Р.А., Чернова А.Ю. Возможности программных комплексов на основе метода конечных элементов при оценке работоспособного состояния элементов трубопроводной арматуры // Информационные технологии. Проблемы и решения. Уфа: Изд-во Уфимского гос. нефт. техн. ун-та, 2014. № 1–2. С. 47–49.

Статья поступила в редакцию 27 февраля 2020 г.

MODELING OF DEFORMATION PROCESSES IN A VALVE

A.A. Bazarov, N.V. Bondareva

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

Abstract. A set of issues on computer modeling of valve deformation processes at lower temperatures are reviewed in the publication. Some types of valves which are used to shut off fluid flows are exposed to jamming. The problem relates to valves with a solid rigid wedge. It is often show up with temperature drop down to negative values. The valve electric drives have enough power, thus combining with the presence of gearboxes it creates

Alexander A. Bazarov (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.
Nataliya V. Bondareva, Postgraduate Student.

a force, that sometimes leads to a breakage of the valve stem on the opening process. The purpose of the work is to define the influence of geometric and physical parameters in the valve on the development of deformations and thermal stresses resulting in jamming. To determine the jamming cause, an analysis of various options was made. The options include the occurrence of deformations of structural elements which are associated with the processing technology of the adjacent surfaces of the wedge and saddle, using various materials, and calculations of the deformation processes for some simple structures were performed. Mathematical modeling was performed using the finite element method. Due to the slow change in ambient temperature, stationary three-dimensional models were used for calculations. The temperature change is set in the issue through the fixed differential. The design features of valves with a hard wedge require careful machining to ensure a tight fit and eliminate leaks. Due to the complexity of access to the internal cavity of the valve for processing, a collapsible design is provided, which allows to achieve high quality surfaces and to avoid jamming. The use of different grade steels and the possibility of surface hardening during machining leads to a difference in physical properties such as coefficient of thermal expansion. However, according to the calculations, with the small thickness of the parts and the hardening depth, the influence of coefficient of thermal expansion is insignificant. Another reason for the difference in strain is the difference in elongation of the rod and the cylindrical shell. In the given temperature range for materials with low coefficients of thermal expansion, the difference in the geometric measurements turned out to be low and comparable with the calculation error. The study of the geometric shape influence on the relative deformations of the valve elements demonstrated that the use of cylindrical shells and continuous cylinders in the design do not lead to the development of thermal stresses. Even the shape of the wedge does not affect the magnitude of the deformations. However, the production of the vertical part of the body in a conical shell shape leads to the appearance of significant deviations in the deformation magnitude of the mating surfaces. In the actual valves, the body has a more complex shape, but the size ratio corresponds to the simplified model considered before. Conclusion: to avoid jamming, the design must be symmetrical. Since this solution is more material-intensive, it is required to equip the valves with heating systems to balance deformations.

Keywords: valve with a hard wedge, jamming, thermal deformation, finite element method.

REFERENCES

1. Shegelman I.R., Vasilyev A.S., Shchukin P.O. Zadvizhka zapornaya dlya truboprovoda. Nauka i biznes: puti razvitiya. Izdatelstvo: Fond razvitiya nauki i kultury. 2015. № 8 (50). S. 36–38.
2. Zhuk D.I., Gaffanov R.F., Shchenyatskiy A.V. Analiz vliyaniya mekhanicheskikh vozdeystviy na uplotnitelnye poverkhosti zaporno-reguliruyushchey armatury. Vestnik IZhGTU imeni M.T. Kalashnikova. Izdatelstvo: Izhevskiy gosudarstvennyy tekhnicheskoy universitet im. M.T. Kalashnikova. 2016. T. 19, № 2. S. 27–29.
3. Nasteka V.V., Korenyakin A.F., Nizamov N.F., Chirkov Ye.Yu., Kushnarenko V.M., Kameney S.V. Napryazhenno-deformirovannoye sostoyaniye metalla kprpusa fontannoy armatury do i posle naplavki. Vestnik Orenburgskogo gosudarstvennogo universiteta (Orenburg). Izdatelstvo: Orenburgskiy gosudarstvennyy universitet. 2013, № 1 (150). S. 212–218.
4. Kakuzin V.B., Filippov N.G. Problemy nastroyki elektroprivodov zadvizhek. Armaturestroenie. 2008. № 4 (55). S. 74–76.
5. Berniker Ye.I. Posadki s natyagom v mashinostoenii. Spravochnoe posobie. M.L.: Mashinostroenie, 1966. 168 s.
6. Zhukovskiy V.K., Gokhman A.R. Svyaz koefficienta lineynogo temperaturnogo rasshireniya s ostatochnymi napryazheniyami. Gurnal tekhnicheskoy fiziki, 2009, t. 79, vyp. 4, s. 90–96.
7. Kuznetsova N.V. Truboprovodnaya armatura. Konstruirovaniye i raschet zadvizhek stalnykh klino-vykh. Izdatelstvo: Sputnik. Moskva 2010. 175 s.
8. Muratayev F.I. Issledovaniye razrusheniya litogo korpusa zadvizhki magistralnogo nefteprovoda. Professionalnye kommunikatsii v nauchnoy srede – factor obespecheniya kachestva issledovaniy.

- Sbornik materialov Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii. Pod obschey redaktsiyey S.V. Yudinoy. Izdatelstvo "Pero" Moskva. 2017, s. 27–32.
9. *Gaffanov R.F., Serikov D.Yu.* Nedostatki metodiki rascheta naplavok na primere klinovykh zadvizhek i silfonnykh klapanov. Stroitelstvo neftyanykh i gazovykh skvazhin na sushe i na more. Izdatelstvo: Vserossiyskiy nauchno-issledovatel'skiy institut organizatsii, upravleniya i ekonomiki neftegazovoy promyshlennosti (Moskva) 2019. № 7, s. 38–41.
 10. *Zakirnichnaya M.M., Kulsharipov I.M., Chernova A.Yu.* Otsenka napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya zapornoy armatury s uchetom rabochikh parametrov na primere klinovoy zadvizhki ZKL2 300-25. Zavodskaya laboratoriya. Diagnostika materialov. Izdatelstvo "Test-zl" (Moskva). 2016. T. 82, № 11, s. 61–66.
 11. *Podrezova I.S., Shutova L.V., Ulyanova Yu.Ye., Pugacheva O.Yu., Yelzhov Yu.N.* Analiz prichin zaklinivaniya i obryvov shtokov truboprovodnoy elektroprivodnoy armatury. Globalnaya yadernaya bezopasnost, 2014, № 4(13), s. 32–37.
 12. *Zakirnichnaya M.M., Kulsharipov I.M.* Osobennosti rascheta resursa bezopasnoy ekspluatatsii klinovykh zadvizhek s uchetom rabochikh parametrov v tekhnologicheskikh truboprovodakh. Neftegazovoe delo. Izdatelstvo: Ufimskiy gosudarstvennyy neftyanoy tekhnicheskii universitet (Ufa). 2016. T. 14, № 4, s. 121–125.
 13. *Vasilyev A.S., Sukhanov Yu.V., Shchukin P.O., Galaktionov O.N.* Sovershenstvovanie ekspluatatsionnykh pokazateley zapornoy truboprovodnoy armatury. Inzhenernyy vestnik Dona. Izdatelstvo: Severo-Kavkazskiy nauchnyy tsentr vysshey shkoly federalnogo gosudarstvennogo obrazovatel'nogo uchrezhdeniya vysshego professional'nogo obrazovaniya Yuzhnyy federalnyy universitet (Rostov-na-Donu) 2014. № 3 (30), s. 14.
 14. *Zenkevich O.* Metod konechnykh elementov v tekhnike. M.: Mir, 1975. 541 s.
 15. *Barbotko M.A.* Chislennoe modelirovanie termicheskikh napryazheniy i deformatsiy v tsilindre s uprugoplasticheskoy obolochkoy i vyazkouprugim zapolnitelem. Vestnik inzhenernoy shkoly Dalnevostochnogo federalnogo universiteta. Izdatelstvo: Dalnevostochnyy federalnyy universitet (Vladivostok). 2018. № 4 (37). s. 16–23.
 16. *Alferov B.I., Steshenkova N.A.* Primenenie MKE dlya resheniya teplovoy i deformatsionnoy zadach rascheta svarochnykh deformatsiy sudovykh korpusnykh konstruksiy. Trudy TsNII im. akad. A.N. Krylova. Izdatelstvo: Krylovskiy gosudarstvennyy nauchnyy tsentr (Sankt-Petersburg) 2010. № 56 (340). s. 147–162.
 17. *Glushko A.V., Loginova Ye.A., Astakhova Ye.V.* Novaya zadacha termouprugosti v ploskosti s razrezom. Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Fizika. Matematika. Izdatelstvo: Voronezhskiy gosudarstvennyy universitet (Voronezh) 2018. № 2, s. 156–172.
 18. *Glukhov V.I., Shalay V.V., Grinevich V.A., Panin Yu.N.* Geometricheskoe modelirovanie detaley klinovogo zatvora dlya obespecheniya germetichnosti zadvizhek. Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva. Materialy 8-y mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii. Izdatelstvo: Omskiy gosudarstvennyy tekhnicheskyy universitet. 2018. S. 193–194.
 19. *Mayskiy R.A., Chernova A.Yu.* Vozmozhnosti programmnykh kompleksov na osnove metoda konechnykh elementov pri otsenke rabotodosobnogo sostoyaniya elementov truboprovodnoy armatury. Informatsionnye tekhnologii. Problemy i resheniya. Izdatelstvo: Ufimskiy gosudarstvennyy neftyanoy tekhnicheskii universitet (Ufa) 2014. № 1–2, s. 47–49.