

УДК:622.276.012.05

*Сабанов С.Л., старший преподаватель
Старший преподаватель кафедры «Нефтегазового оборудования и
технологии машиностроения»*

*Альметьевский государственный нефтяной институт
Россия, г. Альметьевск*

*Салимов А.А., студент магистратуры
3 курс, факультет «Энергомеханический»
Альметьевский государственный нефтяной институт
Россия, г. Альметьевск*

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВЫСОКОПОТОЧНОЙ ЗАДВИЖКИ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЦЕЛОСТНОСТИ СКВАЖИНЫ

Аннотация. Сложные системы и конструкции добычи нефти и газа состоят из ряда взаимозависимых элементов, одним из которых является задвижка. Задвижки представляют собой элемент оборудования, который обычно используется для управления потоком, поскольку обеспечивают герметичность при высоком давлении жидкости или газа. В связи с тем, что с каждым годом добыча углеводородов усложняется ввиду выработки месторождений и значительной углубленности новых пластов, проблемы, связанные с обеспечением целостности скважины становятся все более актуальными. В данном контексте статья посвящена изучению перспектив использования высокопоточной задвижки для обеспечения целостности скважины и продления срока ее службы. Отдельное внимание в процессе исследования уделено конструктивным особенностям задвижки. Также представлены результаты гидравлического анализа высокопоточной задвижки с использованием методов вычислительной гидродинамики и специального программного обеспечения.

Ключевые слова: задвижка, скважина, целостность, поток, давление, авария, контактная поверхность, повреждение.

Annotation: *Complex oil and gas production systems and designs consist of a number of interdependent elements, one of which is the gate valve. They are elements of machines commonly used to control fluid flow because they provide a seal at high liquid and gas pressures. Due to the fact that every year the production of hydrocarbons becomes more and more complicated due to the field development and significant deepening of new reservoirs, the problems related to ensuring the integrity of the well are becoming more and more urgent. In this context, the article is devoted to studying the prospects of using a high-flow slide valve to ensure well integrity and extend its service life. Particular attention during the study is paid to the design features of the gate valve. The results of the hydraulic analysis of the high-rate gate valve with the help of the computational fluid dynamics methods and the special software are represented as well.*

Keywords: *gate valve, well, integrity, flow, pressure, accident, contact surface.*

Новые технологии и методы, применяемые в области обеспечения притока и управления стволом скважины приводят к продлению срока службы месторождения и эффективному использованию ресурсов при добыче нефти и газа. Для достижения структурной целостности скважины необходимо надлежащее обслуживание и содержание устья скважины, а также фонтанной арматуры. Своевременное обслуживание и диагностика устья обеспечивают надежный поверхностный барьер против утечки углеводородов во время аварийных ситуаций.

Потеря целостности скважины может привести к крупным авариям и представляет серьезный риск для персонала, оборудования и окружающей среды. Структурная целостность скважины зависит от различных внешних факторов и условий, которые могут привести к механическим отказам.

Многочисленные исследования и мировой опыт свидетельствуют о том, что наиболее распространенными механизмами отказов при проведении испытаний устья скважины являются следующие: отказы в механических узлах; коррозия и эрозия; отказ уплотнений, прокладок и клапанов; отсутствие компонентов; изменения в структуре элементов [1, с. 52].

Как известно, в течение всего жизненного цикла скважины требуется наличие двух независимых барьеров между пластами и окружающей средой для предотвращения потери ее герметичности. Барьеры должны быть как можно более независимыми друг от друга. Это гарантирует, что отказ одного компонента не приведет к неприемлемым последствиям. Если один из барьеров выходит из строя, целостность скважины снижается, а значит необходимо провести операции по замене или восстановлению вышедшего из строя барьерного элемента. В процессе добычи углеводородов барьеры могут разрушаться, что приводит к утечке добываемого сырья. Утечка может происходить через закрытые клапаны, которые больше не обеспечивают надежную изоляцию в аварийной ситуации, или в кольцевое пространство, где скопление углеводородов изначально не предполагалось [2, с. 298].

С учетом вышеизложенного, не подлежит сомнению тот факт, что особого внимания заслуживают компоненты барьерного оборудования скважин. Основным нарушением целостности ствола скважины является внутренняя утечка предохранительного клапана и утечка обсадной колонны. Так, например, в процессе испытания задвижек на газодобывающем заводе № 1 Синьцзянского нефтяного месторождения в условиях высокого расхода произошли повреждения затвора, седла, направляющего паза и направляющей шины (пример повреждения затвора и направляющего паза см. на рис. 1) из-за неожиданного опрокидывания затвора при контакте с седлом ниже по потоку.



а) повреждение ниже по течению поверхности посадочной поверхности затвора



б) повреждение вдоль паза затвора

Рис. 1 Повреждения на посадочных поверхностях [3, с. 210]

Повреждения на посадочных поверхностях ниже по течению и пазе затвора возникли из-за высоких сил, вызванных потоком во время испытаний. Повреждение паза произошло, когда затвор был опрокинут на рельс. Повреждение поверхности седла затвора первоначально было вызвано скрежетом кромки о кромку между затвором и внутренним диаметром седла. Дополнительное повреждение поверхности седла затвора произошло после перехода к плоскому контакту.

Таким образом, обозначенные обстоятельства актуализируют проблемы разработки усовершенствованной методологии задвижек, которая может использоваться для учета сил, вызванных потоком, и сложных взаимодействий между штоком и затвором, затвором и направляющей, а также затвором и седлами при ходах открытия и закрытия, что и обуславливает выбор темы данной статьи.

Множество исследований по оценке риска целостности газовых и нефтяных скважин проводили такие авторы как: Жилин С.В., Ковалевская О.А., Лихушин А.М., Потапов А.В., Насыров А.М., Епифанов Ю.Г., Iyer, Jaisree; Lackey, Greg; Edvardsen, Laura; Bean, Andrew; Carroll, Susan A.

Над проведением оценки риска с помощью создания количественной модели уровня риска целостности ствола скважины трудятся такие авторы как Капитонов В.А., Игнатъева Е.О., Ахмед М.А., Демин Е.В., Хуснутдинов А.Р., Соловьев П.С., Vasco, D.W.; Daley, T.M.; Tribaldos, V.R.; Marchesini, P.; Hoversten, G.M.

Вопросы, связанные с испытанием устья скважины и фонтанной арматуры, раскрыты в работах Полникова В.В., Хафизова А.Р., Чеботарёва В.В., Мугатабаровой А.А., Brill, T. M.; Shaposhnikov, P.; Valstar, D.; Singh, K.

Однако, несмотря на интенсивное развитие систем контроля и управления процессами обслуживания устья скважины, а также фонтанной арматуры, в условиях усложнения доступности месторождений, интенсивного развития методов отслеживания, а также учитывая ежегодное повышение возможностей аппаратных и программных средств, в исследуемой предметной плоскости по-прежнему остается много не решенных проблем.

В частности, отдельного внимания заслуживают вопросы усовершенствования моделей задвижек и клапанов, которые бы учитывали основные принципы работы скважин и техническую строгость для обеспечения фундаментально обоснованных решений сложных проблем их эксплуатации.

Таким образом, с учетом вышеизложенного, цель статьи заключается в рассмотрении перспектив использования высокопоточной задвижки для обеспечения целостности скважины.

Прежде всего, отметим, что для системы показателей оценки целостности скважин в качестве индикаторов первого уровня следует использовать следующие: компоненты барьера скважины, уровень производительности в реальном времени и эффективность организации управления, а для различных проблем отказа целесообразно установить разумные показатели второго уровня.

Испытание на приток или испытание на выдержку под давлением

проводится для определения скорости утечки через закрытый клапан или подповерхностные предохранительные клапаны [4, с.16]. При испытании на приток используется давление в обсадной колонне или пласте на уровне перед клапаном, в то время как при испытании на удержание давления используется внешний источник (давление вне пласта). В обоих методах давление ниже по потоку от задвижки снижается, чтобы создать перепад давления через нее для проведения испытаний на герметичность.

Обычно испытание на приток используется более широко, чем испытание на выдержку под давлением, и его процедура включает в себя:

- закрытие скважины и задвижки;
- закрытие объема выше (ниже по течению);
- снижение давления над задвижкой и закрытие сброса;
- мониторинг скорости нарастания давления;
- преобразование роста давления в скорость утечки объема.

Представляется целесообразным использовать следующую формулу для уравнения скорости утечки газа [5, с.1319]:

$$q = 2122 \left(\Delta \frac{p}{z} \right) \left(\frac{1}{t} \right) \left(\frac{v}{T} \right) \quad (1)$$

где $\left(\Delta \frac{p}{z} \right) = \left(\frac{pf}{zf} \right) - \left(\frac{pi}{zi} \right)$

q - скорость утечки (потока);

pf и pi - конечное и начальное давление, соответственно;

Zf и Zi - конечный и начальный коэффициент сжимаемости, соответственно;

t - продолжительность испытания в минутах;

V - изолированный наблюдаемый объем в м³;

T - абсолютная температура газа в наблюдаемом объеме, выраженная в градусах Ранкина (°F+460).

Некоторые операторы скважин определяют приемлемый уровень утечки для поверхностного предохранительного клапана - 400 см³/мин (23,4 л/час) для жидкости или 0,43 м³/мин для газа.

Чтоб сохранить целостность скважины исследовательские и научные институты в разных странах мира активно ведут разработку методик прогнозирования требований к тяге и крутящему моменту для задвижек, шаровых и поворотных затворов.

В частности, особого внимания заслуживает разработка модели задвижки с высоким расходом. Данные о тяге штока, полученные в ходе испытаний контура потока, показали, что взаимодействие между затвором (или диском) и направляющей, затвором и седлом при высокой скорости потока и высоком перепаде давления может привести к нескольким возможным режимам контакта между этими деталями [6, с. 10]. Эти режимы включают обычный плоский контакт между затвором и рельсом, затвором и седлом и более сложные режимы, которые включают опрокидывание затвора, что приводит к краевому или точечному контакту. Основные режимы контакта представлены на рисунке 2.

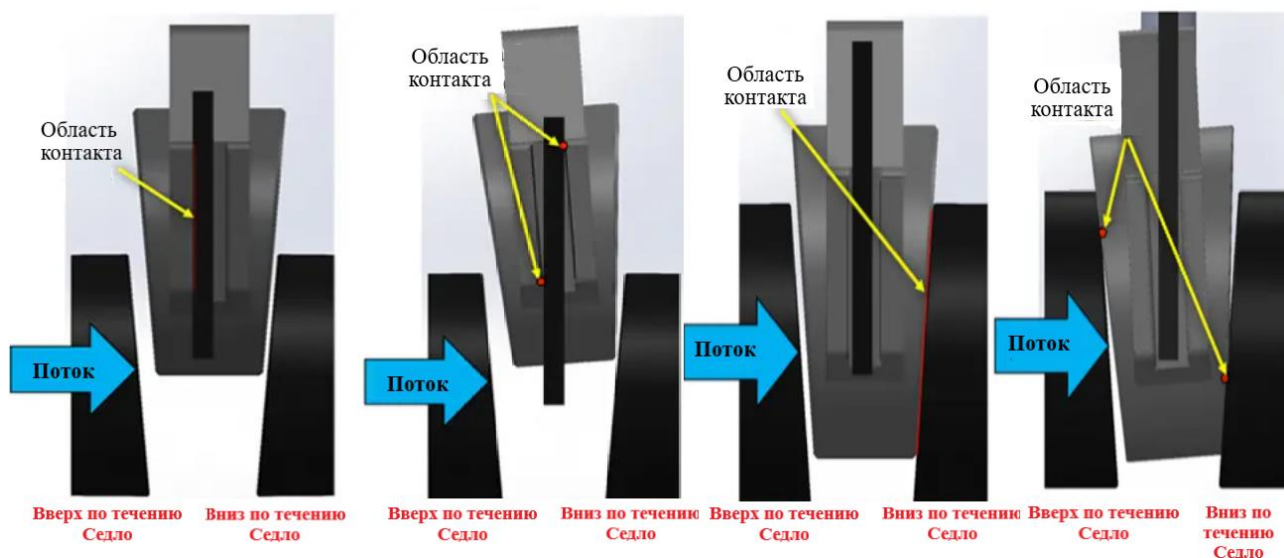


Рис. 2 Основные режимы контакта с воротами и с затвором, поддерживаемым седлами

Правильный прогноз режима контакта ворот и затвора очень важен, так как опрокинутые ворота могут быть более склонны к повреждениям, особенно при наличии острых кромок.

Опытная модель задвижки (см. рис. 3) включает модель равновесия затвора, которая используется для определения режима контакта путем определения сил штока, действующих на затвор таким образом, что все приложенные силы и моменты уравниваются. Два ключевых фактора, влияющих на баланс сил и моментов, — это силы и моменты, вызванные потоком, а также силы трения контакта и скольжения, связанные с точками реакции затвора с сиденьем и/или затвора с рельсом [7, с. 298].



Рис. 3 Опытная модель высокопоточной задвижки

Литой корпус вафельного типа задвижки состоит из двух частей, соединенных болтами, с внутренними направляющими скольжения для обеспечения плавного хода, поддержки затвора и посадочных клиньев, а также достижения более плотного перекрытия. Конструкция корпуса изготовлена из углеродистой стали с усиливающими ребрами, чтобы выдерживать максимальное номинальное давление. Это позволяет обеспечивать высокую пропускную способность при низких перепадах давления. Внутренняя конструкция клапана позволяет избежать скопления твердых частиц на уплотнительной поверхности, а пространство между затвором и корпусом минимально, что исключает попадание твердых частиц во внутренние полости.

Стандартными материалами изготовления ворот является нержавеющая сталь. Затвор полируется с обеих сторон для обеспечения гладкой поверхности контакта с уплотнительным соединением. В то же время клин затвора

закруглен, чтобы избежать срезания уплотнения [8, с. 78].

Величина и линия действия силы, вызванной потоком, которая распространяется вдоль оси трубы, обусловлены давлением, воздействующим на затвор. Область высокого перепада давления на затворе обычно совпадает с частью затвора, видимой через отверстие седла при движении вниз по оси трубы (см. рис. 3)

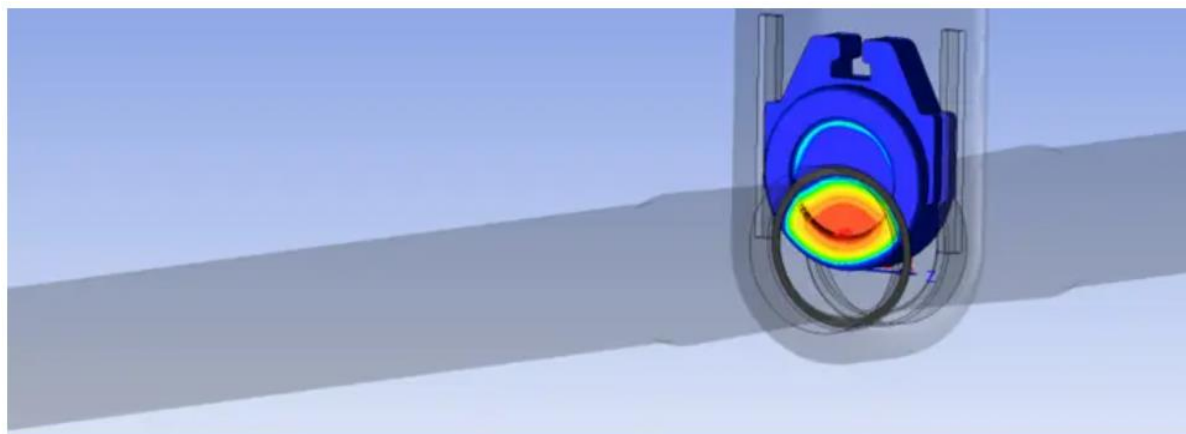


Рис. 3 Контуры давления, вызванного потоком, набегающим на верхнюю поверхность затвора

С целью проведения гидравлического анализа предложенной модели высокопоточной задвижки для обеспечения целостности скважины целесообразно использовать программное обеспечение Ansys CFX 19.1

В процессе моделирования была выбрана однофазная задача, т.е. в ней определена только одна жидкость. Для гидродинамического анализа рассматривался стационарный режим течения с опорным давлением 101,325 Па без теплообмена внутри модели и так называемая k - ϵ модель турбулентности со стандартной функцией стенки.

Первая переменная (k) представляет собой турбулентную кинетическую энергию, а вторая транспортная переменная (ϵ) относится к скорости диссипации турбулентной кинетической энергии. Уравнение переноса для k описывается выражением (2), а уравнение переноса для ϵ - выражением (3) [9].

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \mu_T \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right\} - \rho \varepsilon + G_b - Y_m + S_k \quad (2)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = C_{1\varepsilon} \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) \left[\mu_t \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + C_{3\varepsilon} G_b \right] + \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right\} - C_{2\varepsilon} \rho \left(\frac{\varepsilon^2}{k} \right) + S_\varepsilon \quad (3)$$

Турбулентная вязкость μ_t определяется с использованием следующего выражения [10, с. 119]:

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

где ρ - плотность жидкости.

Скорости U_i и U_j определяют скорости в продольном и поперечном сечении потока. Коэффициенты σ_k , σ_ε , $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ и C_μ являются эмпирически определяемыми константами. С помощью знаков G_b ; Y_m ; S_k и S_ε в выражениях (2) и (3) представлены значения переменных, с помощью которых можно моделировать турбулентность. Эффекты сжимаемости обозначены Y_m , сила плавучести - G_b , а определяемые пользователем источники - S_k и S_ε . Эффекты сжимаемости в основном обусловлены большими изменениями свойств и характеристик жидкости. Их влияние описывается коэффициентами β_c и β^*_c в зависимости от числа Маха следующими выражениями:

$$\beta^*_c = \beta^* (1 + \xi^* F(M_T)) \quad (5)$$

$$\beta_c = \beta - \beta^* \xi^* F(M_T) \quad (6)$$

$$F(M_t) = (M_t^2 - M_{t0}^2) H(M_t - M_{t0}) \quad (7)$$

Начальная скорость потока на входе составляет 1,0 м/с⁻¹, она определена для входного профиля на поверхности, в то время как относительное давление 0Па установлено на выходном профиле. Это означает, что на последнем профиле трубы давление равно давлению снаружи трубы.

В постпроцессинговой части численного моделирования выбираются произвольные поперечные и продольные профили, на основе которых можно

представить изменения определенных физических величин в рамках полученной модели. Задвижка анализировалась по четырем положениям: 20, 40, 60 и 80% закрытия. Для каждой из этих подмоделей был проведен гидродинамический анализ потока жидкости вокруг задвижки при скорости потока 1,0 и 1,5 м/с⁻¹.

Обработанные варианты сравнивались для каждой физической величины, а именно скорость потока (v), относительное давление (p) и кинетическая энергия турбулентности (k). Каждая физическая величина рассчитывалась с использованием восьми поперечных (рис. 4) и девяти продольных профилей.

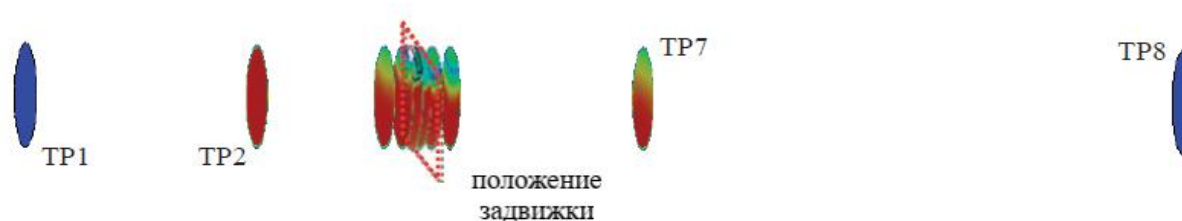


Рис. 4 Расположение поперечных профилей (TP) по отношению к задвижке

Поперечные профили расположены таким образом что первый из них находится на полпути между началом трубы и задвижкой, второй непосредственно перед задвижкой, а четвертый профиль проходит через середину задвижки, следующие три профиля расположены непосредственно за задвижкой и последний профиль на полпути между задвижкой и концом трубы. Продольные профили расположены таким образом, что пятый профиль находится в середине трубы, а четыре продольных профиля расположены симметрично на равных расстояниях с обеих сторон.

На рисунке 5 показан продольный вид модели высокопоточной задвижки при различных степенях открытия на основе 150 обтекаемых линий. Первые четыре модели показывают поведение задвижки со скоростью на входе 1,0 м/с⁻¹ и последние четыре модели со скоростью на входе 1,5 м/с⁻¹.

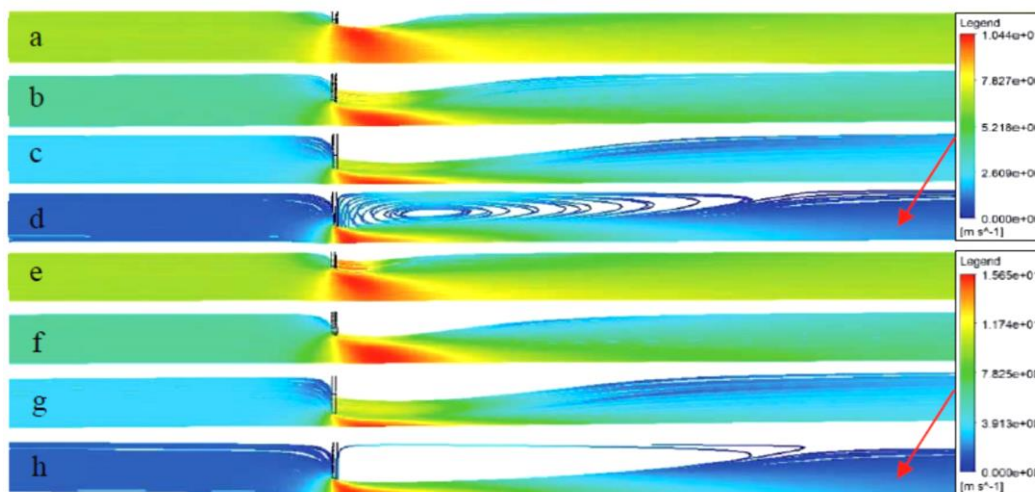


Рис. 5 Вид модели задвижек с обтекаемыми линиями

Представленные на рис. 5 обозначения имеют следующую расшифровку: а - модель с 20% закрытием задвижки (скорость на входе $v = 1$ м/с⁻¹); б - 40% закрытие ($v = 1$ м/с⁻¹); с - 60% закрытие ($v = 1$ м/с⁻¹); д - 80% закрытие ($v = 1$ м/с⁻¹); е - 20% закрытие ($v = 1,5$ м/с⁻¹); ф - 40% закрытие ($v = 1,5$ м/с⁻¹); г - 60% закрытие ($v = 1,5$ м/с⁻¹); з - 80% закрытие ($v = 1,5$ м/с⁻¹).

На рисунке показано, что вихревой поток наблюдается в области за задвижкой при 80% закрытии, это является следствием резкого сужения потока сечения под задвижкой, что также вызывает наибольшее увеличение скорости потока (красный цвет на рис. 5). Линии потока каждой модели показаны при локальных значениях, т.е. цвета не являются универсальными и одинаковыми на каждой из моделей, поэтому скорости потока на модели нельзя сравнивать друг с другом в зависимости от цветовых оттенков, а только по отдельности.

Средние и максимальные скорости потока в модели увеличиваются экспоненциально в зависимости от процента закрытия задвижки. Проценты увеличения совпадают и составляют 115,5% от 20 до 40% закрытия, 133% от 40 до 60% закрытия и 175% от 60 до 80% закрытия задвижки для средних значений. Проценты увеличения максимальных значений скоростей потока находятся в том же порядке: 162, 175 и 240%.

После проведения гидродинамического анализа было обнаружено, что все модели демонстрируют вихри в области за задвижкой особенно при меньших степенях открытия. Появление вихря и его движение вдоль трубы четко видны на приведенных центральных продольных профилях. В случае задвижки со степенью закрытия 40% и скоростью потока на входе $1,0 \text{ м/с}^{-1}$, максимальная возникающая скорость составляет $2,53 \text{ м/с}^{-1}$, в то время как для той же модели и скорости потока на входе $1,5 \text{ м/с}^{-1}$ она составляет $3,80 \text{ м/с}^{-1}$. Анализ показывает, что максимальные значения скоростей, давлений и других физических величин имеют место в моделях с меньшей степенью открытия клапана.

Таким образом, подводя итоги проведенного исследования, можно отметить следующее.

Использование высокопоточной задвижки позволяет обеспечить целостность скважины. В свою очередь корректное численное моделирование с помощью современных программных средств дает возможность использовать полученные результаты для улучшения характеристик задвижки при ее проектировании и эксплуатации.

Использованные источники:

1. Жилин С.В. Методические подходы к обеспечению целостности скважин морских месторождений // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2020. № 4 (118). С. 52-57.
2. Subsea valves and actuators for the oil and gas industry / Karan Sotoodeh. Amsterdam: Gulf Professional Publishing, 2021; pp 298.
3. Sotoodeh, Karan A review on subsea process and valve technology // Marine systems and ocean technology. 2019. Volume 14: Number 4; pp 210-219.
4. Исмагилова Э.Р. Разработка цементной технологии для самовосстановления герметичности крепи скважины // Бурение и нефть. 2022. № 4. С. 16-21.

5. Liu, Qi Comparative analysis of transient valve-induced flow characteristics between opening and closing processes // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part E. Journal of process mechanical engineering. 2022. Volume 236: Number 4; pp 1319-1329.
6. Тсикплону Д.Э., Двойников М.В., Дживорну К.К. Экспериментальное исследование нарушения герметичности заколонного пространства при разбурировании цементного камня и оснастки обсадных колонн // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2021. № 3 (339). С. 10-14.
7. A practical guide to piping and valves for the oil and gas industry / Karan Sotoodeh. Amsterdam: Gulf Professional Publishing, 2021; pp 298.
8. Sotoodeh, Karan Simulation of underwater conditions for subsea Valves—A review of hyperbaric tests and validation // The international journal of pressure vessels and piping. 2021. Volume 191; pp 78-85.
9. Investigation of transient gas-solid flow characteristics and particle erosion in a square gate valve // Engineering failure analysis. 2020. Volume 118.
10. Borooghani, Bahram Failure analysis of a gate valve bonnet at wellhead facilities in sour gas service // Engineering failure analysis. 2020. Volume 108; pp 119-126.