

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*

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТОКА И АНАЛИЗ НАПРЯЖЕНИЙ ПАРАЛЛЕЛЬНОГО КЛАПАНА В ФОНТАННОЙ АРМАТУРЕ

Аннотация. Статья посвящена рассмотрению характеристик потока и напряжения работы параллельного клапана в фонтанной арматуре. В процессе исследования отдельное внимание уделено перепаду давления и коэффициенту потерь при различных числах Рейнольдса. Также проанализирована динамика коэффициента расхода при различных числах Рейнольдса. Полученные результаты показывают, что коэффициент потерь уменьшается, а коэффициент расхода увеличивается с увеличением числа Рейнольдса и степени открытия клапана.

Ключевые слова: клапан, фонтанная арматура, давление, потери, расход.

Annotation: The article is devoted to consideration of flow and stress characteristics of the parallel valve in the fountain valve. In the process of research, separate attention is paid to pressure drop and loss factor at different Reynolds numbers. The dynamics of flow coefficient at different Reynolds numbers is also analyzed. The results show that the loss coefficient decreases and the flow coefficient

increases with increasing Reynolds number and valve opening degree.

Key words: *valve, flow armature, pressure, losses, flow rate.*

Нефть и газ - два жизненно важных компонента в современной промышленности, экономике и повседневной жизни человека, однако их извлечение из недр земли зачастую связано с рядом трудностей и рисков. В большинстве своем при добыче углеводородов используется специальная конструкция, состоящая из клапанов, золотников и фитингов, которые необходимы для управления подачей энергоносителей из скважины.

Форма устьевого конструкции с клапанами напоминает сосну, поэтому устье скважины называют «елкой». «Елка» соединяется с верхней частью насосно-компрессорных труб и цементируется с верхней частью обсадной колонны. Клапаны регулируют давление, контролируют поток и обеспечивают доступ к стволу скважины при необходимости проведения дальнейших работ по освоению месторождения. Также они служат многим другим целям, таким как сброс давления, впрыскивание химикатов, контроль оборудования безопасности, обеспечение электрических интерфейсов для систем управления и многое другое.

Фонтанная арматура может состоять из отдельных клапанов, соединенных болтами, или же иметь цельный блок из литой или ковanej стали, в который встроены корпуса клапанов. Иногда это комбинация двух вариантов. Во всех случаях седла и затворы клапанов снимаются для замены или ремонта. От выпускного клапана «елки» поток может быть подключен к распределительной сети трубопроводов и резервуаров для распределения продукта по перерабатывающим предприятиям, компрессорным станциям природного газа или терминалам для экспорта нефти [1, с. 81].

По сравнению с другими видами арматуры, клапаны требуют меньшего крутящего момента во время процессов открытия и закрытия, что также приводит к меньшему сопротивлению потоку. Однако из-за сложности

уплотнительного устройства в них используется больше компонентов, что увеличивает вероятность выхода из строя оборудования. Кроме того, большинство клапанов изготавливаются на заказ, что затрудняет объяснение принципа их работы.

В данном контексте особого внимания заслуживает параллельный клапан, который обеспечивает высокое механическое усилие уплотнения седла. В конструкции такого клапана уплотнительная поверхность параллельна вертикальной центральной линии. Параллельный клапан используют, когда после его закрытия происходят большие колебания температуры [2, с. 105]. Однако, повышенный перепад давления, возникающий в результате образования конденсата в полости корпуса после закрытия задвижки, может привести к утечке, а рабочие усилия могут увеличиться в результате тепловых изменений.

Учитывая вышеизложенное, особенности работы параллельного клапана в фонтанной арматуре, а также характеристики потока и потерь, распределения напряжений требуют проведения дополнительных исследований, что и обуславливает выбор темы данной статьи.

Исследованию различных клапанов, используемых в нефтегазовой промышленности, в последнее время уделялось большое внимание отечественных и зарубежных авторов, из числа которых можно отметить, Бабаева С.Г., Габибова И.А., Керимову Л.С., Абыеву З.Г., Liu, Guijie; Chen, Yunqing; Zhang, Xiulong; Jiang, Weixiong.

Вопросы, касающиеся сопротивления потоку и распределения температуры, а также особенности взаимосвязи между коэффициентом потерь и числом Рейнольдса для задвижек разного типа отражены в трудах Саматова Р.Р., Чеботарева В.В., Рагимовой М.С., Намазовой Г.И., Никитина Ю.А., Guo, Xing; Feng, Qiang; Fan, Dongming; Wang, Zili.

Характеристики потока и сопротивления задвижки с различными отверстиями и различными скоростями на входе исследовали Черных Д.А.,

Тощевиков А.В., Букин Г.К., Pang, Nan; Jia, Peng; Wang, Liquan; Yun, Feihong.

Однако, несмотря на имеющиеся труды и наработки, вопросы, связанные с оценкой остаточных напряжений в задвижке, проблемы распределения температуры и коэффициента конвективной теплопередачи в клапане, ключевые аспекты, касающиеся оптимизации структуры, распределения эрозии и анализа напряжений в клапанах остаются открытыми.

Таким образом, цель статьи заключается в проведении исследования характеристик потока и анализа напряжений параллельного клапана в фонтанной арматуре.

Итак, параллельный клапан обычно используется в качестве двойной задвижки. Для того чтобы уплотнительная поверхность корпуса клапана и затвора плотно прилегала друг к другу в закрытом состоянии, между двумя пластинами затвора часто зажимается двусторонний упорный клин. Таким образом, когда затвор закрыт, двусторонний упорный клин соприкасается с нижней частью корпуса клапана, и двойной плунжер толкается в открытое положение, чтобы уплотнительная поверхность затвора и корпуса задвижки плотно прилегали друг к другу.

Рассматривая характеристики потока и анализ напряжений параллельного клапана в фонтанной арматуре необходимо обратить внимание на следующие ключевые моменты:

- требуемая функциональность: затворы, уплотняющие седла только в закрытом положении, или затворы, уплотняющие седла в открытом и закрытом положениях; однонаправленное или двунаправленное уплотнение;
- конструкции с затворами с электролитическим никелевым покрытием подходят только для чистых условий эксплуатации. Если поверхность затвора и седла покрыта карбидом вольфрама, то конструкция имеет разумную устойчивость к загрязненной среде. Однако расширяющаяся задвижка не так хороша в этом отношении, как шиберная задвижка, и расширяющееся действие может привести к захвату твердых частиц между затвором и седлом;

- конструкции с внутренним винтом не следует устанавливать там, где возможна частая эксплуатация.

В данной статье для анализа был выбран клиновидный двухдисковый параллельный клапан.

На рисунке 1 показана структура исследуемого клапана, номинальный диаметр которого составляет 100 мм.

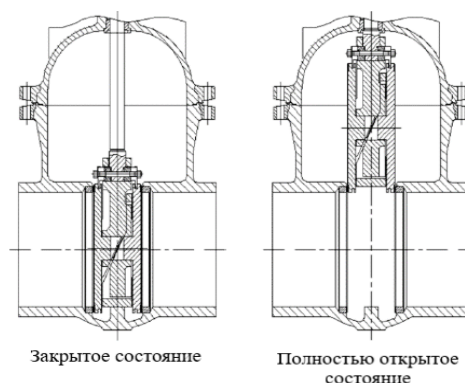


Рис. 1 Структура двухдискового параллельного клапана клинового типа

Для проведения расчетов представляется целесообразным использовать методологию, описанную в ASME, которая широко применяется для проектных расчетов оборудования, работающего под давлением. Допустимые расчетные напряжения должны быть ограничены следующими критериями:

$$S_T = 0,83S_Y \text{ и } S_m = \frac{2S_Y}{3}$$

где S_m - расчетная интенсивность напряжения при номинальном рабочем давлении;

S_T - максимально допустимая общая интенсивность напряжения первичной мембраны при давлении гидростатического испытания;

S_Y - минимальный предел текучести материала [3, с. 84].

Также будем опираться на теорию постоянной энергии деформации, которая известна как закон фон Мизеса, и может применяться для проектных расчетов оборудования в сложных инженерных условиях. Правила для учета разрывов и концентрации напряжений выходят за рамки международного стандарта. Однако базовая толщина стенки сосуда под давлением может быть рассчитана путем комбинирования трехосных напряжений, основанных на

давлении гидростатического испытания и ограниченных следующим критерием:

$$S_E = S_Y$$

где S_E - максимально допустимое эквивалентное напряжение на наиболее напряженном участке стенки сосуда под давлением, рассчитанное методом теории энергии деформации;

S_Y - минимальный предел текучести материала [4, с. 547].

Расчеты будут проводиться в программном комплексе Fluent, который позволяет реализовать метод конечных элементов. Для решения задачи о поле жидкости наиболее приемлемыми являются уравнения неразрывности и импульса, которые представлены следующим образом:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (u_j) = 0$$
$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j + p \delta_{ij} - \tau_{ij}) = 0$$

где, ρ - плотность жидкости; u - скорость жидкости; p - давление жидкости; τ_{ij} - вязкое напряжение.

К- ε модель турбулентности будем использоваться для анализа турбулентного потока внутри исследуемой клиновой двухдисковой параллельной задвижки. Соответственно уравнения переноса для кинетики турбулентности и диссипации турбулентности выглядят следующим образом:

$$\frac{D}{Dt} (\rho k) = \nabla \cdot (\rho D_k \nabla k) + P - \rho \varepsilon$$

где, k - турбулентная кинетическая энергия;

D_k - эффективная диффузионная способность для k ;

P - скорость образования турбулентной кинетической энергии.

ε - скорость диссипации турбулентной кинетической энергии [2, с. 105].

$$\frac{D}{Dt} (\rho \varepsilon) = \nabla \cdot (\rho D_\varepsilon \nabla \varepsilon) + \frac{C_1 \varepsilon}{k} \left(P + C_2 \frac{2}{3} k \nabla \cdot u \right) - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

где D_ε - эффективная диффузионная способность для ε ;

C_1, C_2 - коэффициенты модели.

Итак, в ходе эксперимента численно исследованы характеристики расхода и потерь двухдискового параллельного клапана. Кроме того, проведен анализ напряжений, чтобы выявить возможную причину отказа задвижки.

Когда жидкость проходит через двухдисковую параллельную задвижку клинового типа, происходит падение давления. Коэффициент потерь часто используется в качестве показателя пропускной способности клапана, и чем больше коэффициент потерь, тем меньше пропускная способность клапана, но в тоже время тем больше перепад давления.

Коэффициент потерь клапана можно рассчитать по приведенному ниже уравнению:

$$\xi = \frac{\Delta p}{1/2\rho v^2}$$

где Δp – перепад давления; ξ – коэффициент потерь; ρ - плотность жидкости; v – скорость потока.

На рисунке 2 показаны перепад давления Δp и коэффициент потерь исследуемого клапана при изменении числа Рейнольдса от 200 до 500 000. Видно, что перепад давления почти экспоненциально увеличивается с увеличением числа Рейнольдса. Что касается коэффициента потерь, то с увеличением числа Рейнольдса он сначала быстро уменьшается, а затем имеет очень небольшое изменение, причем наибольшее изменение коэффициента потерь наблюдается при ламинарном течении.

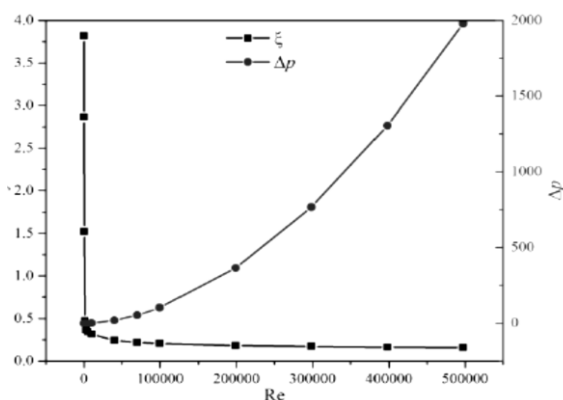


Рис. 2 Перепад давления и коэффициент потерь при различных числах Рейнольдса

Мощность потока жидкости может быть представлена коэффициентом расхода, который рассчитывается по следующей формуле:

$$K_v = 10Q \sqrt{\frac{1000\rho}{\Delta p\rho_0}}$$

В формуле здесь Q - объемный поток, ρ_0 - плотность воды, K_v - коэффициент расхода, который представляет собой поток при перепаде давления на задвижке 100 кПа. На рисунке 3 показана связь между коэффициентом расхода и числом Рейнольдса. Видно, что коэффициент расхода увеличивается с ростом числа Рейнольдса, и чем меньше число Рейнольдса, тем больше изменение коэффициента расхода.

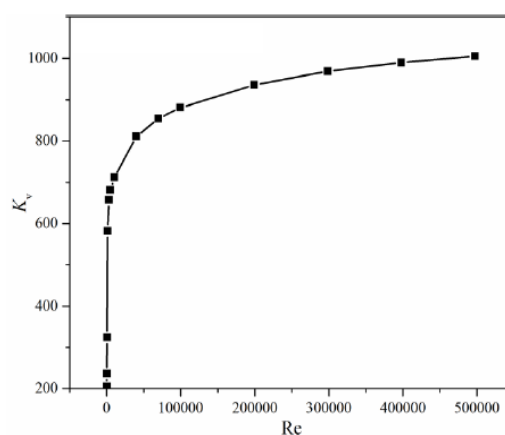


Рис. 3 Коэффициент расхода при различных числах Рейнольдса

Результаты моделирования внутренних полей течения и давления распределения давления, а также скорости на плоскости симметрии при числе Рейнольдса около 100 000 показаны на рис. 4.

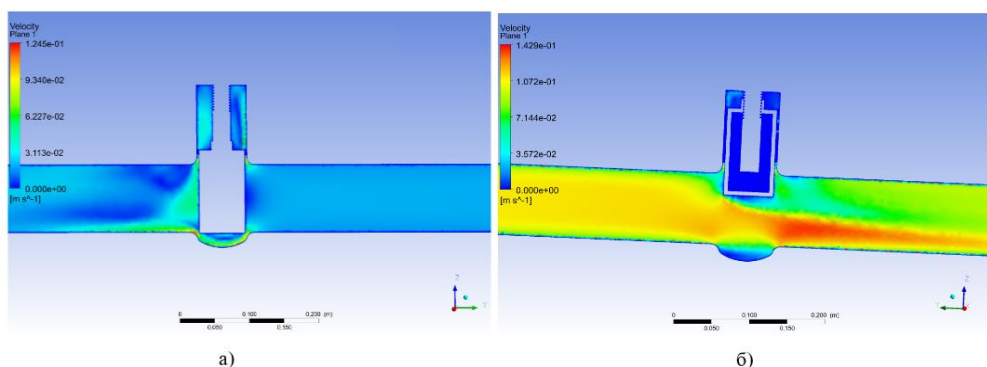


Рис. 4 Распределения давления и скорости на плоскости симметрии: (а) распределение давления; (б) распределение скоростей

Таким образом, результаты показывают, что коэффициент потерь уменьшается, а коэффициент расхода увеличивается с увеличением числа Рейнольдса. Когда число Рейнольдса меньше 5000, разброс коэффициентов расхода и потерь очень велик. Когда число Рейнольдса больше 5000, изменение коэффициента расхода уменьшается, а коэффициент потерь почти не изменяется. Степень открытия клапана оказывает большое влияние на характеристики потока и потерь, с уменьшением степени открытия клапана коэффициент потерь быстро увеличивается, а коэффициент потока уменьшается.

Использованные источники:

1. Рагимова М.С., Намазова Г.И. Оптимизация конструкции прямоточной задвижки, применяемой в нефтепромысловом оборудовании // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. № 6. С. 81-87.
2. Li, Bin Structural Optimization Design of Self-adapted Sealing Ring for Flat Gate Valve of Christmas Tree // Runhua yu mifeng.2019. No 11; pp 105-111.
3. Карелин И.Н., Седых В.Д., Агеева В.Н. Инновационно-технические решения для нефтегазовых трубопроводных устройств // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2020. № 2 (116). С. 84-91.
4. Nuraddin, Aslanov Jamaladdin Model Design For Predicting The Efficiency Of Improved Valve Constructions During Statistical Data Based Exploitation // IFAC-PapersOnLine. 2019. Volume 52: Issue 25; pp 547-550.