

ЭФФЕКТИВНОЕ ВРЕМЯ ЗАКРЫТИЯ СЕКУЩЕЙ ЗАДВИЖКИ И ГИДРОУДАР В ТРУБОПРОВОДНОЙ СИСТЕМЕ МОРСКОГО НЕФТЕНАЛИВНОГО ТЕРМИНАЛА



УДК 621.646

Ключевые слова: секущие задвижки, технологический трубопровод, гидроудар, морские нефтеналивные терминалы.

В статье показано, что в случае закрытия секущей задвижки, расположенной на участке трубопровода, период активного торможения потока, т.е. время, в течение которого происходит основное увеличение давления, значительно меньше времени полного закрытия задвижки, а в ряде случаев может составлять менее 10 % этого времени. Даже весьма медленное, длящееся несколько минут закрытие секущей задвижки в системе нефтеналивного терминала, обладающей короткими технологическими трубопроводами, может привести к гидравлическому удару и, как следствие, к разрыву трубопровода.

1. Постановка задачи

Одной из основных причин возникновения в гидравлической системе переходного процесса, сопровождающегося резким увеличением давления, является штатное или нештатное закрытие трубопроводной запорно-регулирующей арматуры. При медленном закрытии задвижки волна давления успевает достигнуть резервуарного парка (или предохранительного клапана), отразиться от него и вернуться к задвижке в виде волны разрежения, ограничив тем самым дальнейшее увеличение давления. Вот почему принято считать, что закрытие задвижки безопасно, если

время закрытия превышает время двойного пробега волны давления расстояния от задвижки до резервуарного парка (предохранительного клапана). Оказывается, что это утверждение в общем случае неверно.

В работе [1] было показано, что в зависимости от производительности погрузки и параметров терминала безопасное время закрытия судовых задвижек должно не просто превышать время двойного пробега волны давления от стендеров до резервуарного парка, а быть больше него от 2 до 10 раз. В данной статье утверждается, что безопасное время закрытия задвижки в

Н.С. Арбузов
к.т.н., начальник отдела
расчета переходных
процессов в трубопроводах
ООО «ИМС Индастриз»,
г. Москва
Arbuzov@imsholding.ru



значительной степени зависит от времени ее эффективного воздействия на поток, которое составляет лишь небольшую часть времени полного закрытия. Причем под эффективным временем закрытия задвижки понимается интервал времени конечного этапа закрытия задвижки, который сопровождается значительным – на 90 ÷ 95 % – уменьшением расхода и формированием в трубопроводе волны давления.

2. Исходная база для анализа

В качестве исходного базиса используется известная система уравнений неустановившегося течения слабо сжимаемой жидкости [2]

$$\begin{cases} \frac{\partial p(x,t)}{\partial t} + \rho c^2 \frac{\partial v(x,t)}{\partial x} = 0, \\ \rho \frac{\partial v(x,t)}{\partial t} + \frac{\partial p(x,t)}{\partial x} = -\Phi, \end{cases} \quad (1)$$

где $v(x,t)$ – скорость течения; $p(x,t)$ – давление; $\lambda(v)$ – коэффициент гидравлического сопротивления; $\Phi = \lambda v^2 / 2d + \rho g \sin(\alpha)$;

Рис. 1. Зависимость коэффициента C_V расхода шиберной задвижки от степени ξ ее открытия



$\alpha(x)$ – угол наклона оси трубопровода к горизонту; ρ – номинальная плотность жидкости; d – внутренний диаметр трубопровода; x, t – координата и время; c – скорость распространения в трубопроводе волн возмущения, которая определяется по формуле

$$c = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{\rho d}{E\delta}}}, \quad (2)$$

где δ – толщина стенки трубопровода; E – модуль Юнга материала трубы (для стали $E \approx 2 \cdot 10^5$ МПа); K – модуль упругости (для нефти $K \approx 1,4 \div 1,5 \cdot 10^9$ Па).

Задвижка, установленная в сечении M трубопровода, моделируется условием сопряжения параметров течения в этом сечении

$$q_M = F v_M = C_V(\xi) N \cdot \sqrt{\frac{p_M^{(-)} - p_M^{(+)}}{G}}, \quad (3)$$

где q_M – расход жидкости, перетекающей через задвижку; $p_M^{(+)} - p_M^{(-)}$ – разность давлений до и после задвижки; $C_V(\xi)$ – размерный коэффициент расхода задвижки, зависящий от степени ξ ее открытия ($\xi = 0$ – задвижка полностью закрыта, $\xi = 1$ – задвижка открыта); $G = \rho / \rho_v$ – безразмерная плотность жидкости (ρ_v – плотность воды); $F = \pi d^2 / 4$ – площадь поперечного сечения трубопровода; $N = 0,865 / (3600 \sqrt{10^5})$ – коэффициент для измерения расхода в $\text{м}^3/\text{с}$, давления в Па. Условие (3) выражает связь скорости v_M жидкости, перетекающей через задвижку, и разности $p_M^{(+)} - p_M^{(-)}$ давлений до и после нее. Типичный вид зависимости коэффициента расхода $C_V(\xi)$, например, для шиберной задвижки Ду 1000, представлен на рис. 1.

Из этой зависимости следует, в частности, что изменение коэффициента расхода не пропорционально степени ξ открытия задвижки. Существенное изменение коэффициента расхода $C_V(\xi)$ задвижки, которое происходит в начале ее закрытия при изменении ее положения ξ от 1,0 до 0,7 ($1,0 \geq \xi \geq 0,7$), практически не влияет на поток жидкости в трубопроводе. Покажем, как найти время существенного воздействия закрывающейся задвижки на поток жидкости, протекающей через нее.

3. Анализ

В качестве метода анализа используется хорошо зарекомендовавший себя при решении задач подобного типа метод характеристик (см., например, [2]). Метод характеристик приводит к формулам

$$\begin{cases} p_{M,t}^{(-)} + \rho \frac{c}{F} \cdot q_{M,t} = J_A^{(0)} \\ p_{M,t}^{(+)} - \rho \frac{c}{F} \cdot q_{M,t} = J_B^{(0)}, \\ q_M^{(t)} = C_V(\xi) N \cdot \sqrt{\frac{p_{M,t}^{(-)} - p_{M,t}^{(+)}}{G}}, \end{cases} \quad (4)$$

где $p_{M,t}^{(-)}$, $p_{M,t}^{(+)}$ – значения давления перед и после задвижки в момент времени t после начала ее закрытия; $q_M^{(0)}$ – расход жидкости через задвижку; $J_A^{(0)} \equiv p_{M,t}^{(0)} + \rho c \cdot v_A^{(0)} - \varphi_A^{(0)} ct$, $J_B^{(0)} \equiv p_B^{(0)} + \rho c \cdot v_B^{(0)} + \varphi_B^{(0)} ct$ – инварианты Римана, вычисленные через параметры потока в начальный момент времени, причем координаты x_A и x_B сечений A и B определяются уравнениями: $x_A = x_M - ct$, $x_B = x_M + ct$ [2].

Поскольку считается, что до момента t воздействие задвижки на поток жидкости практически отсутствует, то следует положить $v_A^{(0)} = v_B^{(0)}$, $\varphi_A^{(0)} = \varphi_B^{(0)}$ и $p_B^{(0)} = p_A^{(0)} - (\varphi_A^{(0)} + \varphi_B^{(0)})ct$. Тогда из первых двух уравнений системы (2) вычисляется разность $p_{M,t}^{(-)} - p_{M,t}^{(+)}$ давлений на задвижке в момент времени t

$$p_{M,t}^{(-)} - p_{M,t}^{(+)} = 2\rho \frac{c}{F} \cdot (q_M^{(0)} - q_M^{(t)}).$$

Подставив полученный результат в третье уравнение системы, получим уравнение для расхода q_M^t , который будем считать существенно на 5–10 % изме-

ненным по отношению к начальному расходу $q_M^{(0)}$

$$q_M^{(t)} = C_V(\xi) N \cdot \sqrt{2\rho \frac{c}{FG} (q_M^{(0)} - q_M^{(t)})}. \quad (5)$$

Уравнение (5) равносильно квадратному уравнению

$$\frac{\delta q_M}{q_M^{(0)}} + 2C_V(\xi) N \sqrt{\frac{\rho c}{2FGq_M^{(0)}}} \cdot \frac{\delta q_M}{q_M^{(0)}} - 1 = 0$$

для величины $\delta q_M / q_M^{(0)}$ – относительного уменьшения расхода жидкости при степени ξ закрытия задвижки; $\delta q_M = q_M^{(0)} - q_M^{(t)}$ – абсолютное уменьшение расхода. Это уравнение позволяет найти критическое значение $C_V^{(*)}$ коэффициента $C_V(\xi)$, при достижении которого закрывающаяся задвижка изменяет расход потока жидкости на заданную величину $\delta q_M / q_M^{(0)}$

$$C_V^{(*)} = \frac{1}{N} \sqrt{\frac{Fq_M^{(0)}}{2\rho c}} \cdot \frac{1 - \delta q_M / q_M^{(0)}}{\sqrt{\delta q_M / q_M^{(0)}}}. \quad (6)$$

Иными словами, задвижка начинает существенно влиять на поток жидкости, текущей через нее, только для тех степеней ξ ее закрытия, для которых выполняется неравенство

$$C_V(\xi) \leq C_V^{(*)} = \frac{1}{N} \sqrt{\frac{Fq_M^{(0)}}{2\rho c}} \cdot \frac{1 - \delta q_M / q_M^{(0)}}{\sqrt{\delta q_M / q_M^{(0)}}}.$$

Рассмотрим на примере Новороссийского нефтеналивного терминала, как в условиях погрузки на судно нефти плотностью $865 \text{ кг}/\text{м}^3$ с производительностью $14\,000 \text{ м}^3/\text{час}$ по трубопроводу Ду 1000 с толщиной стенки 10 мм величина $\delta q_M / q_M^{(0)}$ относительного изменения расхода погрузки влияет на критическое значение $C_V^{(*)}$ коэффициента $C_V(\xi)$ шиберной задвижки с временем полного закрытия 120 с.

При скорости звука, вычисленной по формуле (2) и равной $995 \text{ м}/\text{с}$, на рис. 2 приведен график зависимости (6) критического коэффициента расхода $C_V^{(*)}$ от относительного $\delta q_M / q_M^{(0)}$ изменения расхода нефти через трубопровод.

Из графика следует, что при закрытии шиберной задвижки от полностью открытого положения $\xi = 1$, которому соответствует коэффициент расхода $C_V(\xi = 1) = 201\,000$ до положения, соответствующего критическому значению

Рис. 2.

Зависимость критического коэффициента расхода $C_V^{(*)}$ от относительного $\delta q_M/q_M^{(0)}$ изменения расхода через трубопровод

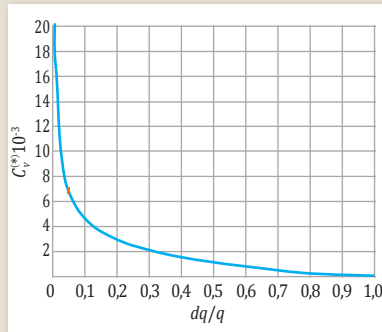
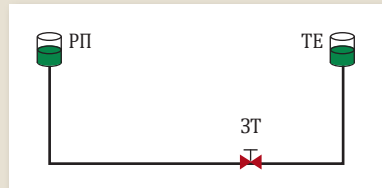


Рис. 3.

Упрощенная схема морского нефтеналивного терминала:

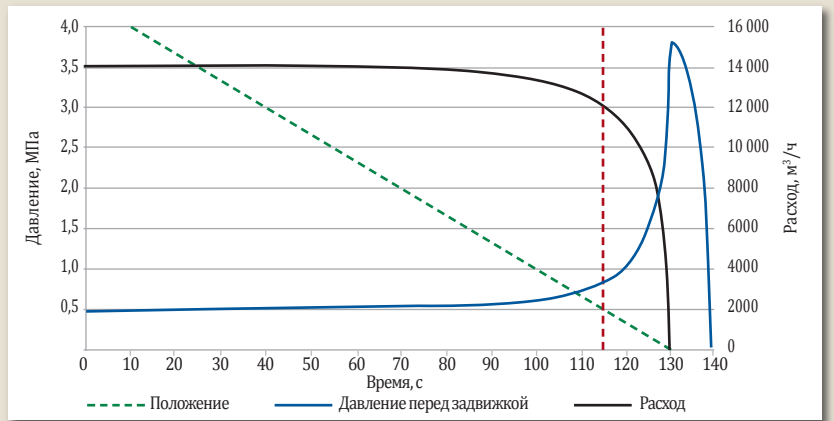
РП – резервуарный парк; ЗТ – задвижка технологическая; ТЕ – танкерная емкость



коэффициента расхода $C_V^{(*)} = 6900$ расход через задвижку снизится на 5 %, т.е. $\delta q_M/q_M^{(0)} = 0,05$. Согласно расходной характеристике шиберной задвижки (см. рис. 1), критическому значению коэффициента расхода $C_V^{(*)} = 6900$ соответствует степень ее закрытия $\xi^* = 0,15$. Следовательно, при равномерном закрытии задвижки за $t_3 = 120$ с только в течение последних $120 \cdot 0,15 = 18$ с произойдет снижение расхода через задвижку на 95 %, т.е. эффективное время

Рис. 4.

Изменение расхода и давления перед шиберной задвижкой



закрытия шиберной задвижки составляет всего 15 % от полного времени ее закрытия.

Для подтверждения полученного результата выполнен проверочный расчет с использованием динамической модели терминала, упрощенная схема которого дана на рис. 3.

Длина трубопровода Ду 1000 от резервуарного парка до задвижки Ду 1000 составляет 4000 м, от задвижки до танкерной емкости ТЕ принята равной 1000 м. Производительность погрузки 14 000 м³/ч. Полное время закрытия шиберной задвижки – 120 с.

Результаты расчета представлены в виде графиков изменения расхода и давления перед задвижкой на рис. 4. Из графиков следует, что задвижка, степень открытия которой изображена зеленой штриховой линией, закрывается с 10-й по 130-ю с. Снижение расхода на 5 % с 14 000 м³/ч до 13 300 м³/ч

происходит с 10-й по 110-ю с, т.е. за 20 с до окончания закрытия задвижки. По приближенным оценочным расчетам эффективное время задвижки составило 18 с.

В течение последних 18 с закрытия задвижки давление перед задвижкой (синяя линия на рис. 4) повышается на 3,1 МПа с 0,8 МПа до 3,9 МПа, в то время как в течение первых 102 с закрытия давление повысилось на 0,3 МПа с 0,5 МПа до 0,8 МПа. Таким образом, амплитуда волны повышения давления, равная 3,4 МПа, на 91 % формируется в течение последних 18 с эффективного времени закрытия задвижки (красная штриховая линия на рис. 4). По отношению к полному времени закрытия задвижки 120 с погрешность σ в определении эффективного времени закрытия задвижки составляет $(20-18) \cdot 100/120 \approx 2\%$ от полного времени закрытия задвижки.

Выводы:

Закрытие текущей задвижки в трубопроводной системе морского нефтеналивного терминала может сопровождаться гидроударом с повышением давления выше допустимого уровня даже в тех случаях, когда закрытие задвижки осуществляется в течение нескольких минут. Показано, что резкое торможение потока нефти в трубопроводе и повышение давления выше допустимого уровня обусловлено тем фактом, что эффективное время закрытия задвижки может составлять 12 и менее процентов от полного времени ее закрытия. Поэтому на этапе проектирования морских нефтеналивных терминалов все элементы запорно-регулирующей арматуры трубопроводной системы должны пройти проверку на эксплуатационную безопасность, осуществляемую с помощью математического моделирования и расчета переходных процессов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Арбузов Н. С. Влияние времени закрытия судовых задвижек на уровень максимального давления в трубопроводах нефтеналивных терминалов // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. 2011. № 1. С. 38–40.
2. Лурье М. В. Математическое моделирование процессов трубопроводного транспорта нефти, нефтепродуктов и газа. М. : «Нефть и газ», РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2003. 335 с.
3. Фокс Д. А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах ; пер. с англ. М. : Энергоиздат, 1981. 248 с.
4. Sliding-plug surge relief valve helps meet requirements / Ron Kennedy. PipeLine Industry, January. 1992.