© Г.Н. Ледовский, А.Е. Белоусов, О.В. Кабанов, 2016

УДК 621.6-52

Г.Н. Ледовский, А.Е. Белоусов, О.В. Кабанов

ВЛИЯНИЕ ОБРАТНОГО И ПЕРЕПУСКНОГО КЛАПАНОВ НА ПАРАМЕТРЫ ГИДРОУДАРА ПРИ ПЕРЕКАЧКЕ ЖИДКИХ УГЛЕВОДОРОДОВ

Произведено физическое и математическое моделирование гидроудара в трубопроводе, имеющем в начальном сечении центробежный насос с обратным клапаном, а в конечном сечении емкость и отсечной клапан на ее входе. Представлена математическая модель работы обратного клапана с захлопкой и поворотного обратного клапана общего вида. Приведены результаты компьютерных расчетов и экспериментов на специальном стенде изучения явления гидравлического удара, показана хорошая сходимость этих данных, а также обосновывается эффективности гашения гидроудара за счет перепуска части транспортируемой среды через клапан перепуска на байпасной линии насоса. Посредством графиков демонстрируется влияние обратного и перепускного клапанов на параметры гидроудара в трубопроводной системе, в частности доказывается, что при резком срабатывании запорной арматуры на линии нагнетания в условиях отсутствия системы сброса волн гидроудара наиболее вероятно явление запирания давления между обратным и отсечным клапанами.

Ключевые слова: гидравлический удар, численное моделирование, система защиты, магистральный нефтепровод, центробежный насос, обратный клапан, перепускной клапан.

При перекачке нефти и нефтепродуктов по системе магистральных трубопроводов возможно возникновение гидроударов. Теорией неустановившихся процессов в трубопроводах, перекачивающих жидкости, занимались многие крупные ученые прошлого и современности [4, 5, 8]. Несмотря на обширный список работ по данной тематике, некоторые аспекты данного вопроса остались малоизученными и не описанными в полной мере. К ним, например, принадлежат вопросы об учете влияния свободного и растворенного газа на параметры процесса [7], о возможности ухода от гипотезы «квазистационарности» при расчете потерь на трение применительно к неустановившемуся режиму течения [9], о своевременном срабатыва-

нии и рациональном выборе параметров устройств защиты [10], а также вопрос о применении альтернативных методов решения математической модели процессов распространения и сглаживания волн давления. Целью работы являлось доказательство эффективности смягчения гидроудара, путем перепуска части транспортируемой среды через клапан перепуска на байпасной линии насоса как при наличии, так и при отсутствии обратного клапана в линии нагнетания.

Математическая модель неустановившегося режима течения жидких углеводородов по трубопроводу в результате резкого перекрытия поперечного сечения трубы, уравнения граничных условий типа центробежный насос и запорная арматура, а также формулы, учитывающие замедление волны давления при ее реверсивном движении и высокую интенсивность затухания при неустановившемся режиме, были представлены ранее в работе [1, 2]. Математическое описание работы центробежного насоса в переходном режиме для первого квадранта рабочей характеристики представлено ранее в работе [3].

Обратный клапан предназначен для исключения обратного потока в линии нагнетания насоса. Для расчета обратных клапанов предлагается использовать две модели: модель обратного клапана с поворотной захлопкой и поворотный обратный клапан общего вида.

Работа обратного клапана с захлопкой является наиболее сложной. На рис. 1 изображена типовая конструкция данного обратного клапана.

Захлопка шарнирно закреплена в своей верхней части и удерживается в открытом положении движением жидкости под ней. Захлопка закрывается под действием силы тяжести и при движении жидкости через клапан в обратном направлении.

При неустановившемся режиме течения степень открытия связана с угловой скоростью и угловым ускорением следующими зависимостями:

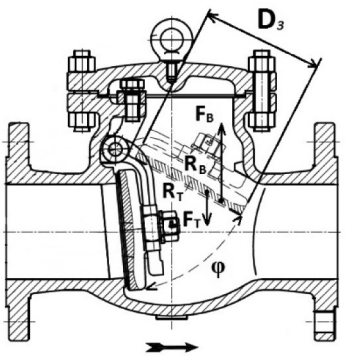

Рис. 1. Конструкция и схема работы обратного клапана с захлопкой: $D_з$ – диаметр диска захлопки; R_T – расстояние от шарнира до центра тяжести захлопки; R_B – расстояние от шарнира до центра давления захлопки; F_T – сила тяжести захлопки; F_B – выталкивающая сила захлопки; φ – угол открытия клапана

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}; \quad \varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2}.$$

Значение степени открытия на каждом следующем временном шаге рассчитывается через значения связанных параметров на предыдущем шаге:

$$\varphi_2 = \varphi_1 - \omega_1 \cdot \Delta t - \frac{\varepsilon_1 \cdot \Delta t^2}{2};$$

$$\omega_2 = \omega_1 + \varepsilon_1 \cdot \Delta t;$$

$$\varphi_3 = \varphi_2 - \omega_2 \cdot \Delta t - \frac{\varepsilon_2 \cdot \Delta t^2}{2};$$

$$\omega_3 = \omega_2 + \varepsilon_2 \cdot \Delta t; \text{ и т.д.}$$

где φ_1 – угол поворота захлопки при начальных условиях (в частности максимальный угол при полном открытии исходя из конкретной конструкции клапана), рад; $\omega_1 = 0$ – угловая скорость захлопки при начальных условиях, рад/с; Δt – шаг по времени, с.

Величину углового ускорения захлопки можно определить из выражения:

$$\varepsilon = \frac{M_T - \mathrm{sgn}(v) \cdot M_Г - M_B - \mathrm{sgn}\left(M_T - \mathrm{sgn}(v) \cdot M_Г - M_B\right) \cdot M_C}{I_З}$$

где $M_Т$ – момент силы тяжести захлопки обратного клапана, Н·м; sgn – математическая функция «сигнум»; v – скорость потока среды, м/с; $M_Г$ – гидродинамический момент, Н·м; $M_В$ – момент силы, выталкивающей захлопку из жидкости, Н·м; $M_С$ – момент сил сопротивления подвижного узла захлопки, Н·м; $I_З$ – момент инерции захлопки обратного клапана, кг·м^2.

Момент в направлении закрытия диска захлопки условно принят с положительным знаком, следовательно, момент силы тяжести захлопки всегда положителен и является функцией угла ее открытия:

$$M_T = F_T \cdot R_T \cdot \sin\varphi = m_З \cdot g \cdot R_T \cdot \sin\varphi,$$

где $m_З$ – масса захлопки, кг; g – ускорение силы тяжести, м/с^2.

При прямом направлении движения потока через обратный клапан гидродинамический момент действует на открытие диска захлопки, т.е. в отрицательном направлении, а при изменении потока на обратное направление гидродинамический момент приобретает положительный знак. Формула гидроди-

намического момента при неустановившемся режиме течения на определенном временном шаге имеет следующий вид [6]:

$$M_Г = \pm\frac{1}{2}\cdot k_{ГМ}\cdot(1+\xi)\cdot D_З^{\,3}\cdot\rho\cdot(\upsilon - R_Т\cdot\omega)^2,$$

где $k_{ГМ}$ – коэффициент гидродинамического момента как функция угла открытия захлопки; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления обратного клапана как функция угла открытия; ρ – плотность жидкости, кг/м^3.

Момент силы, выталкивающей захлопку из жидкости вычисляется следующим образом:

$$M_B = \rho\cdot g\cdot V_З\cdot R_B\cdot\sin\varphi,$$

где $V_З$ – объем захлопки, м^3.

Направление момента сил сопротивления подвижного узла захлопки всегда противоположно знаку алгебраической суммы основных действующих моментов. Значение момента сил сопротивления подвижного узла захлопки существенно отличается для состояний покоя и движения, при этом в движении его величина относительно мала. Это является следствием того, что с увеличением скорости величина коэффициента трения уменьшается, переходя в смешанное трение. Минимальное значение коэффициента трения соответствует границе перехода к жидкостному трению, при котором трущиеся поверхности полностью разделены слоем жидкости. Для подвижных узлов, работающих в условиях граничного или смешанного трения, момент сил сопротивления захлопки находится как:

$$M_C = f\cdot F_{РЕЗ}\cdot\frac{d_B}{2},$$

где f – коэффициент трения стального вала; $F_{РЕЗ}$ – результирующая радиальная нагрузка на подвижный узел, Н; $d_В$ – диаметр вала, м.

Момент инерции диска захлопки обратного клапана с учетом теоремы Штейнера можно определить следующим образом:

$$I_З = \frac{5}{16}\cdot m_З\cdot D_З^{\,2}.$$

Моделирование обратного клапана поворотного в общем случае производится на основе уравнения соотношения давления и расхода. При этом за основу принято понятие равновесных потерь давления, т.е. значение потерь давления в случае

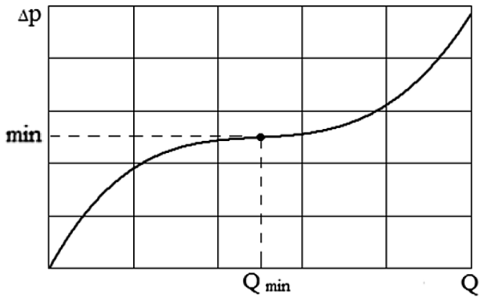

Рис. 2. Типовая диаграмма перепада давления обратного клапана

равновесия запирающего элемента при возможно минимальном расходе через клапан (рис. 2). Клапан приоткрывается, когда ускорение запирающего элемента принимает положительное значение в следствие того, что разность давлений на входе и выходе (потери давления) становится больше равновесного значения и, соответственно, закрывается, когда значение потерь давления будет меньше равновесного значения. Минимальный расход (или минимальная скорость потока), необходимый для открытия клапана, обычно указывается в технических характеристиках клапана.

Для моделирования работы клапана при неустановившемся режиме течения потока используется уравнение:

$$Q \cdot |Q| = \mu^2 \cdot S_{ЭФ}{}^2 \cdot 2 \cdot g \cdot \Delta H = \mu^2 \cdot S^2 \cdot \delta^2 \cdot 2\frac{\Delta p}{\rho},$$

где Q – объемный расход через клапан, м^3/с; μ – коэффициент расхода клапана; $S_{ЭФ} = S \cdot \delta$ – эффективная площадь поперечного проходного сечения клапана, м^2; S – площадь поперечного проходного сечения полностью открытого клапана, м^2; δ – степень открытия клапана; ΔH – потери напора, м; Δp – потери давления на клапане, Па.

При величинах расхода больше минимального значения для нахождения давления за клапаном используется паспортная диаграмма перепада давления. Если величина расхода становится ниже минимального значения, клапан начинает закрываться. Неустановившийся характер работы клапана задается разными значениями степени открытия клапана, определяемыми на каждом временном шаге через предыдущие значения следующим образом:

$$\delta_1 = \delta_0 - \frac{2}{T^2} \cdot \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g \cdot \Delta H_{CP}} - 1 \right) \cdot \Delta t^2,$$

где δ_0 – начальная степень открытия (для полностью открытого клапана $\delta_0 = 1$); T – характерное время работы клапана (необходимое для перехода от полностью отрытого до полностью закрытого состояния), с; p_1 и p_2 – соответственно, давление перед клапаном и после него по ходу движения потока жидкости, Па; $\Delta H_{СР}$ – потери напора, определяемые по кривой потерь напора от среднего расхода жидкости в трубопроводе, м.

Результаты компьютерных расчетов и эксперимента на специальном стенде представлены на рис. 3, 4.

В качестве транспортируемой среды использовалось дизельное топливо марки ДТ-Л-К5. Длина основного трубопровода с учетом отводов составляет 53 м, что в сочетании с относительно быстрым закрытием отсечного клапана (порядка 0,1 с) позволяет моделировать «мощный» гидроудар подобно явлениям, которые могут иметь место в протяженных трубопроводных системах.

На рис. 3 показаны графики давления от времени в условии отсутствия обратного клапана после насоса. На графике сплошной линией показано изменение давления при отключенном клапане сброса, а пунктирной линией – эпюра давления при включенном клапане сброса.

На рис. 4 показаны графики давления от времени в условии присутствия в напорной системе обратного клапана.

Эксперимент показал хорошую сходимость с аналогичными графиками давления, полученными посредством численного моделирования. На графиках демонстрируется влияние обратного и перепускного клапанов на параметры гидроудара в трубопроводной системе. На рис. 4 видно, что при отключенном клапане перепуска возможно явление запирания давления

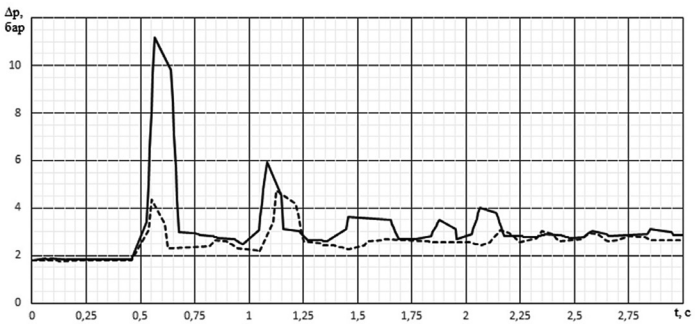

Рис. 3. Изменение давления в начале участка трубопровода без обратного клапана при отключенной и включенной системе сброса волн гидроудара

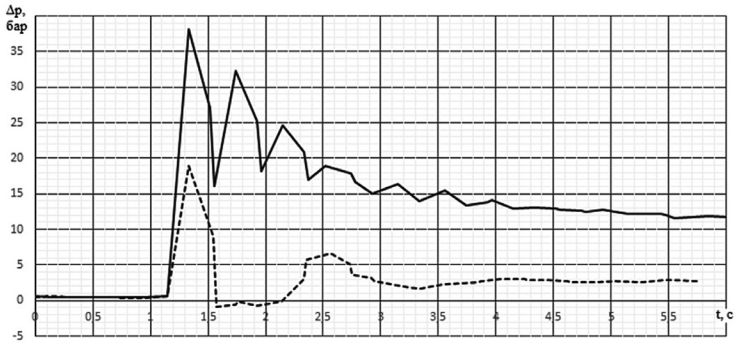

Рис. 4. Изменение давление в конце участка трубопровода с обратным клапаном при отключенной и включенной системе сброса волн гидроудара

между обратным и отсечным клапанами, при этом продолжительность сохранения недопустимо высокого давления на этом участке определяется герметичностью запорной арматуры и несовершенством элементов трубопроводной системы.

Рассмотрение полученных результатов работы позволяет сделать следующие выводы:

• проведенные эксперименты подтверждают результаты компьютерного моделирования с доверительной вероятностью не менее 0,95;

• наличие обратного клапана после насоса при распространении волн давления может приводить к явлению запирания высокого давления на участке трубопровода;

• наиболее эффективным способом защиты насоса и линии нагнетания от перегрузок по давлению является перепуск транспортируемой жидкости во всасывающую линию;

• своевременное срабатывание перепускного клапана значительно снижает величину ударного давления и не способствует появлению вторичных волн давления;

• предлагаемая система сброса волн гидроудара является технически эффективной как при наличии так и при отсутствии обратного клапана в линии нагнетания, что доказывает правильность применения данного способа защиты для наиболее распространенного и сложного граничного условия типа «центробежный насос – обратный клапан».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ледовский Г. Н.*, *Самоленков С. В.*, *Кабанов О. В.* Эффективность систем защиты оборудования нефтеперекачивающих станций при по-

вышенных волнах давления // Записки Горного института. – 2013. – № 206. – С. 99–103.

2. *Ледовский Г. Н.*, *Кабанов О. В.* Повышение надежности работы нефтеперекачивающих станций за счет совершенствования системы защиты от волн давления / Межрегиональный семинар «Рассохинские чтения»: материалы. – Ухта, 2013. – С. 142–146.

3. *Кабанов О. В.*, *Самоленков С. В.*, *Ледовский Г. Н.* Об обеспечении экономичных режимов эксплуатации оборудования нефтеперекачивающих станций / V Санкт-Петербургский конгресс «Профессиональное образование, наука, инновации в XXI веке»: сборник трудов. – СПб.: Изд-во СПГГУ, 2011. – С. 100–105.

4. *Жуковский Н. Е.* О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. – М.: Гостехиздат, 1949. – 105 с.

5. *Лурье М. В.* Математическое моделирование процессов трубопроводного транспорта нефти, нефтепродуктов и газа. – М.: Нефть и газ, 2003. – 335 с.

6. *Васильев Г. Г., Коробков Г. Е., Коршак А. А. и др.* Трубопроводный транспорт нефти: Учебник для вузов, в 2 т. / Под ред. С.М. Вайнштока. Т. 1. – М.: Недра-Бизнес, 2002. – 407 с.

7. *Фокс Д. А.* Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах. – М.: Энергоиздат, 1981. – 247 с.

8. *Чарный И. А.* Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. – М.: Гостехиздат, 1951. – 224 с.

9. *Wylie E. B., Streeter V. L.* Fluid Transient in Systems. – Prentice-Hall: Englewood, 1993.

10. *Верушин А. Ю.*, *Рахматуллин Ш. И.*, *Захаров Н. П.* О расчете гидроудара при закрытии шарового затвора в промежутке времени, большем продолжительности фазы // Нефтяное хозяйство. – 2010. – № 3. – С. 110–112. ГИАБ

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Ледовский Григорий Николаевич – аспирант,
e-mail: G.N.Ledovskiy@gmail.com,
Белоусов Артем Евгеньевич – аспирант,
Кабанов Олег Васильевич – кандидат технических наук, доцент,
Национальный минерально-сырьевой университет «Горный».

UDC 621.6-52

G.N. Ledovskiy, A.E. Belousov, O.V. Kabanov

INFLUENCE OF CHECK AND BYPASS VALVES ON WATER HAMMER PARAMETERS DURING PUMPING LIQUID HYDROCARBONS

In this work, was produced the physical and mathematical modeling of water hammer in the pipeline, which has the centrifugal pump with a check valve in the initial section, and the reservoir and shut-off valve at its entrance in the final section. In this article was presented a mathematical model of the clapper-check valve and a swing-check valve of the general form.

There were presented results of computer simulations and experiments on a special stand studying the phenomenon of water hammer, also on this stand was shown good convergence of this data and was substantiated the effectiveness of relief water hammer due to bypass of the transported fluid through the bypass valve on the bypass pump. By charts is showed the influence of backpressure and bypass valves on the parameters of water hammer in the pipeline system, in particular, is proved that the sudden triggered of shut-off valves on the discharge line in the absence of venting system waves of water hammer is most likely phenomenon of locking pressure between the check and shut-off valves. In the end, is presented a number of valuable conclusions based on the results of the performed work.

Key words: water hammer, numerical simulation, the protection system, the main oil pipeline, a centrifugal pump, check valve, bypass valve.

AUTHORS

Ledovskiy G.N.[1], Graduate Student, e-mail: G.N.Ledovskiy@gmail.com,
Belousov A.E.[1], Graduate Student,
Kabanov O.V.[1], Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor,
[1] National Mineral Resource University «University of Mines»,
199106, Saint-Petersburg, Russia.

REFERENCES

1. Ledovskiy G. N., Samolenkov S. V., Kabanov O. V. *Zapiski Gornogo instituta*. 2013, no 206, pp. 99–103.

2. Ledovskiy G. N., Kabanov O. V. *Mezhregional'nyy seminar «Rassokhinskie chteniya»: materialy* (Interregional Seminar Proceedings: Rassokhin's Lectures), Ukhta, 2013, pp. 142–146.

3. Kabanov O. V., Samolenkov S. V., Ledovskiy G. N. *V Sankt-Peterburgskiy kongress «Professional'noe obrazovanie, nauka, innovatsii v XXI veke»: sbornik trudov* (The 5th Saint-Petersburg Congress on Professional Education, Science and Innovation in the 21st Century: Collection of papers), Saint-Petersburg, Izd-vo SPGGU, 2011, pp. 100–105.

4. Zhukovskiy N. E. *O gidravlicheskom udare v vodoprovodnykh trubakh* (Hydraulic shock in water pipes), Moscow, Gostekhizdat, 1949, 105 p.

5. Lur'e M. V. *Matematicheskoe modelirovanie protsessov truboprovodnogo transporta nefti, nefteproduktov i gaza* (Mathematical modeling of processes in pipeline transport of oil, oil products and gas), Moscow, Neft' i gaz, 2003, 335 p.

6. Vasil'ev G. G., Korobkov G. E., Korshak A. A. *Truboprovodnyy transport nefti*. Uchebnik dlya vuzov. Pod red. S. M. Vaynshtoka. T. 1 (Oil pipeline transport: Textbook for high schools. Vaynshtok S. M. (Ed.), vol. 1), Moscow, Nedra-Biznes, 2002, 407 p.

7. Foks D. A. *Gidravlicheskiy analiz neustanovivshegosya techeniya v truboprovodakh* (Hydraulic analysis of steady flow in pipelines), Moscow, Energoizdat, 1981, 247 p.

8. Charnyy I. A. *Neustanovivsheesya dvizhenie real'noy zhidkosti v trubakh* (Unsteady flow of actual fluid in pipes), Moscow, Gostekhizdat, 1951, 224 p.

9. Wylie E. B., Streeter V. L. *Fluid Transient in Systems*. Prentice-Hall: Englewood, 1993.

10. Verushin A. Yu., Rakhmatullin Sh. I., Zakharov N. P. *Neftyanoe khozyaystvo*. 2010, no 3, pp. 110–112.