

производными первого порядка. Ее можно представить в виде одномерных консервативных гиперболических уравнений первого порядка:

$$\frac{\partial}{\partial t} \vec{U} + \frac{\partial}{\partial x} \vec{F}(\vec{U}) = \vec{r}(\vec{U}), \quad (1)$$

где

$$\vec{U} = \begin{bmatrix} \rho \\ m \end{bmatrix}, \quad \vec{F} = \begin{bmatrix} m \\ \frac{m^2}{\rho} + c^2 \rho \end{bmatrix}, \quad \vec{r}(\vec{U}) = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{f_g m |m|}{2 D \rho} \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Для решения этой модели предлагается использовать новый класс гибридных схем уменьшения полной вариации (TVD – total variation diminishing) [2, 3] вместе с уравнением состояния газа AGA-8. Эти схемы позволяют достичь гораздо более четкого выявления распространения нестационарных явлений, чем это было возможно до сих пор. Они также помогают удалить фронтальные колебания и нечеткости, характерные для других методов, и обладают расширенными пределами стабильности численного решения, что делает алгоритм достаточно надежным.

ЛИТЕРАТУРА

1. Noorbehesht, N. Numerical Simulation of the Transient Flow in Natural Gas Transmission Lines Using a Computational Fluid Dynamic Method / N. Noorbehesht, P. Ghaseminejad // American Journal of Applied Sciences. – 2013. – Vol. 10 (1). – P. 24 – 34.
2. Zhou, J. Simulation of Transient Flow in Natural Gas Pipelines / J. Zhou, M.A. Adewumi // PSIG Annual Meeting, 18 – 20 October, Albuquerque, New Mexico, 1995.
3. Zhou, J. Simulation of Transients in Natural Gas Pipelines / J. Zhou, M.A. Adewumi // SPE Production & Facilities. – 1996. – Vol. 11, № 4. – P. 202 – 208.

УДК 622.692.4.052

МОДЕЛИРОВАНИЕ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ТРУБОПРОВОДА И НАСОСА

П. Р. Гимер, М. П. Муж

*Ивано-Франковский национальный технический университет
нефти и газа, Ивано-Франковск, Украина*

Одним из факторов повышения надежности эксплуатации магистральных трубопроводов является корректное определение режимов совместной работы насосной установки и трубопровода, а также расчет параметров регулирования как насоса, так и трубопровода, с целью обеспече-

ния заданного режима работы системы. Подобные расчеты можно выполнить графоаналитическим методом, используя графики характеристик трубопровода и насоса [1].

Для того чтобы избежать графических построений, предлагается использовать аппроксимацию соответствующих кривых полиномами второй степени [2]. Система уравнений, которая позволит решить поставленные задачи, состоит из уравнения характеристики трубопровода

$$H = a_{mp} + b_{mp}Q^2 \quad (1)$$

и уравнения характеристики насоса

$$H = a_0 + a_1Q + a_2Q^2. \quad (2)$$

Коэффициенты уравнения (1) можно определить через известные значения статического напора трубопровода H_{cm} , заданное значение расхода жидкости Q_3 и соответствующий ему необходимый напор $H_{необ}$, а коэффициенты уравнения (2) рассчитываются через параметры (подача и напор) для трех известных режимов работы насоса.

Совместное решение уравнений (1) и (2) позволяет определить параметры рабочей точки Q_p и H_p , с которыми будет работать насос на трубопровод заданной конфигурации:

$$Q_p = \frac{a_1 + \sqrt{a_1^2 - 4(a_{mp} - a_0)(b_{mp} - a_2)}}{2(b_{mp} - a_2)},$$

$$H_p = a_{mp} + b_{mp}Q_p^2. \quad (3)$$

При дроссельном регулировании трубопровода подстановка в уравнение насоса (2) заданного расхода Q_3 позволяет определить соответствующий напор насоса и рассчитать дополнительные потери напора $\Delta h_{\partial p}$ на задвижке:

$$\Delta h_{\partial p} = a_0 + a_1Q_3 + a_2Q_3^2 - H_{необ} = a_0 - a_{mp} + a_1Q_3 + (a_1 - b_{mp})Q_3^2. \quad (4)$$

В случае регулирования перепусканием жидкости через байпас, подставив необходимый напор $H_{необ}$ в уравнение насоса (2), находим соответствующую подачу насоса и рассчитываем расход жидкости q_{nep} , который будет перетекать через байпас с напорного трубопровода во всасывающий:

$$q_{nep} = \frac{-a_1 - \sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - a_{mp} - bQ_3^2)}}{2a_2} - Q_3. \quad (5)$$

Найденные значения $\Delta h_{\partial p}$ и q_{nep} , в свою очередь, позволяют рассчитать соответствующее сопротивления задвижек, необходимые для осуществления регулирования.

В случае регулирования изменением количества оборотов рабочего колеса насоса или его обточки, используя уравнение параболы подобных режимов, получим следующие формулы для расчета нового количества оборотов n_2 или диаметра рабочего колеса D_2 :

$$n_2 = n_1 \frac{2(H_{необ} - a_2 Q_3^2)}{a_1 Q_3 + \sqrt{a_1^2 Q_3^2 + 4a_0 (H_{необ} - a_2 Q_3^2)}}, \quad (6)$$

$$D_2 = D_1 \frac{2(H_{необ} - a_2 Q_3^2)}{a_1 Q_3 + \sqrt{a_1^2 Q_3^2 + 4a_0 (H_{необ} - a_2 Q_3^2)}}. \quad (7)$$

где n_1, D_1 – количество оборотов и диаметр рабочего колеса до регулирования.

Таким образом, данный метод позволяет легко рассчитать не только режим совместной работы трубопровода и насосной установки, но и необходимые параметры для всех основных методов регулирования насосной установки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроитель. вузов / Т. М. Башта [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Гимер, П.Р. Математическое моделирование работы насосной установки на трубопровод / П.Р. Гимер, М.П. Муж // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2012. – № 1(42). – С. 109 – 115.

УДК 621.64

ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС AVEVA PDMS КАК СРЕДСТВО ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОБЪЕКТОВ ТРУБОПРОВОДНОГО ТРАНСПОРТА

С. М. Михальченко

ООО «Премиум Инжиниринг», Москва, Россия

Программный комплекс (ПК) AVEVA PDMS это набор интегрированных между собой приложений для разработки схемной части проекта (технология, КИП, электрика) и создания 3D модели объекта – общей компоновки и детальной – по металлоконструкциям. Проектировщики различ-