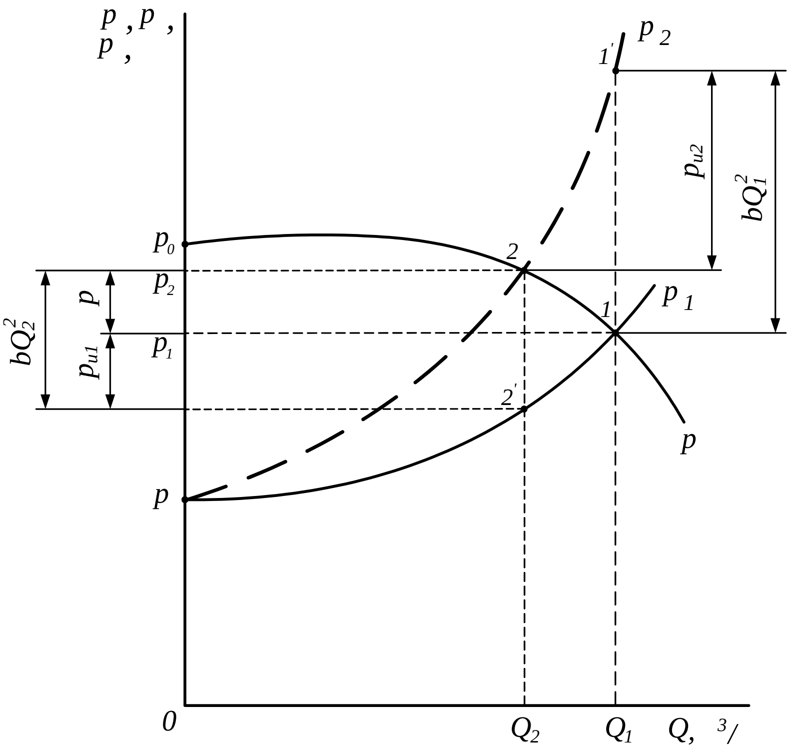
УДК 622.534

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОДАЧИ НАСОСА ПРИ УПРАВЛЕНИИ МЕТОДОМ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ

Овчинников С.В., магистрант; Неежмаков С.В., доц., к.т.н., доц.

Одним из опасных явлений при работе шахтной водоотливной установки является кавитация за счет снижения давления в подающем трубопроводе. В качестве метода защиты от кавитации рассмотрим регулирование подачи дросселированием напорной стороны. На рисунке 1 показаны характеристики насоса и сети при регулировании насоса с подачей дросселированием напорной стороны [1].

Одним из регулирующих факторов, действующих на объект исследования, является изменение коэффициента гидравлического сопротивления дросселируемого устройства. Под влиянием этого фактора меняется общее сопротивление напорной сети, в результате чего происходит смещение точки, определяющей устойчивый режим работы насосной установки.



–

. В момент времени $t=0$ рабочая точка находится в положении *1*, в месте пересечения напорных характеристик насоса p и сети p (рисунок 1). При этом потери давления в трубопроводной сети полностью компенсируются давлением, которое развивается насосом, и имеет место уравнение ${}_1 = {}_1$, которое обеспечивает устойчивый режим работы установки с подачей Q_1.

В момент времени $t \neq 0$ регулирующая задвижка мгновенно закрывается, и путем изменения ее гидравлического сопротивления характеристика сети займет положение p_2, а точка *1* перейдет в фиктивное положение *1'*, что обеспечивает неустойчивое состояние, так как затраты давления в этой точке оказываются не скомпенсированными давлением, развиваемым насосом из-за его инерции. При этом под действием инерционного давления Δp_{u2} происходит замедление потока жидкости, и точка *1'* начинает перемещаться по кривой p_2 до тех пор, пока не займет новое положение *2*. В новом положении расходы в сети будут компенсироваться новым давлением насоса ${}_2 = {}_2$, а в системе будет иметь место новый установившийся режим с подачей Q_2.

Динамика процесса при этом может быть описана уравнением механики [2]:

$$-m \cdot \frac{dV}{dt} = \Delta p_{u2} \cdot \omega \,, \qquad (1)$$

где m – масса столба жидкости в трубопроводе, кг;

V – средняя скорость потока в трубопроводе при расходе Q_1, м/с;

$\Delta p_{\ 2}$ – часть давления, не скомпенсированного насосом в начальный момент времени после закрытия задвижки, Па;

– площадь поперечного сечения трубопровода, м^2.

Выразив величины, входящие в уравнение (1) через известные соотношения, получим дифференциальное уравнение вида:

$$-\frac{\rho \cdot l \cdot \omega}{\omega} \cdot \frac{dQ}{dt} = \Delta p_{\ 2} \cdot \omega \,,$$

или

$$-\frac{\rho \cdot l}{\omega} \cdot \frac{dQ}{dt} = \Delta p_{\ 2} \,. \qquad (2)$$

Из графического построения получим:

$$\Delta p_{u2} = b \cdot Q_1^2 - \Delta p \,, \qquad (3)$$

где Q_1 – расход жидкости, соответствующий устойчивому режиму в точке *1*, м^3/с;

Δp – разница давлений в точках *2* и *1*, Па;

b – измененное гидравлическое сопротивление путем дросселирования напорного трубопровода, кг/м^7:

$$b = \xi \cdot \frac{\rho}{2 \cdot \omega^2} \,,$$

где – коэффициент гидравлического сопротивления регулирующей задвижки, зависящий от линейного перемещения штока запорного органа.

Разность давлений в точках *2* и *1* определим по формуле:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = p_0 - k \cdot Q_2^2 - p_0 + k \cdot Q_1^2 = k \cdot (Q_1^2 - Q_2^2) \,, \qquad (4)$$

где k – угловой коэффициент наклона напорной характеристики насоса, кг/м^7;

p_0 – напор насоса при нулевой подаче, Па.

С учетом (4) уравнение (3) представим в виде:

$$\Delta p_{u2} = b \cdot Q_1^2 - k \cdot Q_1^2 + k \cdot Q^2 = \xi(t) \cdot \frac{\rho}{2 \cdot \omega^2} \cdot Q_1^2 - k \cdot Q_1^2 + k \cdot Q^2 \,, \qquad (5)$$

где $\xi(t)$ – зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от времени.

Подставив (5) в уравнение (2), после группировки членов и соответствующих преобразований получим:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{k \cdot Q_1^2 \cdot \omega}{\rho \cdot l} - \frac{k \cdot \omega}{\rho \cdot l} \cdot Q^2 - \xi(t) \cdot \frac{Q_1^2}{2 \cdot \omega \cdot l} \,. \qquad (6)$$

Уравнение (6) является нелинейным относительно переменной величины Q. Выполним линеаризацию Q^2, разложив его в ряд Тейлора около точки Q_0:

$$Q^2 \approx Q_0^2 + 2 \cdot Q_0 \cdot (Q - Q_0) = 2 \cdot Q_0 \cdot Q - Q_0^2 \,,$$

где Q_0 – подача насоса в точке разложения, м^3/с.

При этом Q_0 может быть найдено по формуле:

$$Q_0 = \frac{Q_{\min} + Q_{\max}}{2}, \tag{7}$$

где $Q_{\max}$, $Q_{\min}$ – значение подач на границах зоны промышленного использования насоса, м^3/с.

Линеаризованное дифференциальное уравнение примет вид:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{k \cdot \omega}{\rho \cdot l} \cdot Q_1^2 - \frac{2 \cdot k \cdot \omega \cdot Q_0}{\rho \cdot l} \cdot Q + \frac{k \cdot \omega}{\rho \cdot l} \cdot Q_0^2 - \frac{Q_1^2}{2 \cdot \omega \cdot l} \cdot \xi(t),$$

или

$$\frac{dQ}{dt} = A - B \cdot Q - D \cdot \xi(t), \tag{8}$$

где $A = \frac{k \cdot \omega}{\rho \cdot l} \cdot (Q_1^2 + Q_0^2)$, м^3/с^2; $B = \frac{2 \cdot k \cdot \omega}{\rho \cdot l} \cdot Q_0$, с$^{-1}$; $D = \frac{Q_1^2}{2 \cdot \omega \cdot l}$, м^3/с^2 – постоянные величины.

При этом время полного регулирования должно быть $t_p > T$, где – фаза гидравлического удара для данного трубопровода:

$$T = \frac{2 \cdot L}{},$$

где L – длина трубопровода, м;

– скорость распространения ударной волны давления, 1120 м/с.

Принимаем:

$$t_p = 3 \cdot T = \frac{6 \cdot L}{C}. \tag{9}$$

При закрытии затвора его сопротивление существенно меняется только на последней четверти хода запорного органа, поэтому его время нужно увеличить в 3-4 раза, то есть:

$$t_p^{'} = (3 - 4) \cdot t_p. \tag{10}$$

В качестве дросселируется устройства используем задвижку двухклиновую «Лудло», поскольку при ее использовании возможно максимальное регулирования подачи насоса.

Зависимость коэффициента сопротивления данной задвижки имеет следующий вид:

$$\xi = k_1 \cdot \xi \quad \pm 15\%,$$

где заданная таблично зависимость коэффициента сопротивления задвижки «Лудло» ξ определяется по следующей формуле:

$$\xi \quad = 174 \cdot e^{-6{,}876 \cdot x} \pm 5{,}2\%,$$

а коэффициент сжатия потока k_1 – по следующей формуле:

$$k_1 = \quad ^{-1{,}4275} \pm 14\%.$$

Итак, зависимость коэффициента сопротивления регулирующей задвижки «Лудло» будет иметь вид:

$$\xi = 174 \cdot \ {}^{-1,4275} \cdot e^{-6,876 \cdot x} \pm 15\% .$$

Учитывая закон перемещения затвора с полностью открытого в закрытое положение, изменение во времени гидравлического сопротивления данной задвижки при ее закрытии будет выражаться следующей зависимостью:

$$\xi(t) = 174 \cdot (1 - \frac{t}{t'})^{-1,4275} \cdot e^{-6,876 \cdot (1 - \frac{t}{t'})} = 0,18 \cdot (1 - \frac{t}{t'})^{-1,4275} \cdot e^{\frac{6,876 \cdot t}{t'}} .$$

Тогда исходное дифференциальное уравнение переходного процесса при закрытии задвижки будет иметь вид:

$$\frac{dQ}{dt} = A - B \cdot Q - 0,18 \cdot D \cdot (1 - \frac{t}{t'})^{-1,4275} \cdot e^{\frac{6,876 \cdot t}{t'}} . \qquad (11)$$

Общее решение уравнения (11) находим при начальных условиях $t = 0$, $Q = Q_1$.

. Ускорение потока путем открытия задвижки графически выражается движением рабочей точки из положения *2* в положение *1* (рисунок 1). Динамика процесса при этом описывается уравнением механики:

$$m \cdot \frac{dV}{dt} = \Delta p_{u1} \cdot \omega , \qquad (12)$$

где $\Delta p_{\ 1}$ – часть давления, не скомпенсированного насосом в начальный момент времени после открытия задвижки, Па.

Выразив входящие в данное уравнение величины через известные соотношения, а также осуществив линеаризацию, получим дифференциальное уравнение вида:

$$\frac{dQ}{dt} = A_1 - B \cdot Q + D_1 \cdot \xi(t) , \qquad (13)$$

где $A_1 = \frac{k \cdot \omega}{\rho \cdot l} \cdot (Q_2^2 + Q_0^2)$, м^3/с^2; $D_1 = \frac{Q_2^2}{2 \cdot \omega \cdot l}$, м^3/с^2 – постоянные величины.

Учитывая закон перемещения затвора с прикрытого в полностью открытое положение, изменение во времени гидравлического сопротивления данной задвижки при ее открытии будет выражаться следующей зависимостью:

$$\xi(t) = 174 \cdot (\ _{min} + \frac{t}{t'})^{-1,4275} \cdot e^{-6,876 \cdot (\ _{min} + \frac{t}{t'})}$$

Тогда исходное дифференциальное уравнение переходного процесса при открытии задвижки будет иметь следующий вид:

$$\frac{dQ}{dt} = A_1 - B \cdot Q + 174 \cdot D_1 \cdot (\ _{min} + \frac{t}{t'})^{-1,4275} \cdot e^{-6,876 \cdot (\ _{min} + \frac{t}{t'})} \qquad (14)$$

Общее решение уравнения (14) находим при начальных условиях $t = 0$, $Q = Q_2$.

Для реализации переходных процессов при регулировании подачи насоса определим численные значения постоянных коэффициентов в расчетных дифференциальных уравнениях, описывающих данные процессы. Необходимые расчеты проведем для водоотливной установки, оборудованной насосом ЦНС 300-120-600. При этом угловой коэффициент наклона напорной характеристики насоса равен $k = 20,6 \cdot 10^7$ кг/м^7, минимальная и максимальная подачи соответственно равны $Q_{\min} = 220$ м^3/час и $Q_{\max} = 301$ м^3/час (промышленная зона использования насоса). Трубопроводная сеть имеет следующие параметры: строительная длина трубопровода $l = 695$ м, диаметр нагнетательного трубопровода $d = 0{,}229$ м, гидравлическое сопротивление сети $= 3565$ с^2/м^5, площадь сечения трубопровода $\omega = 0{,}0411$ м^2, скорость распространения ударной волны $= 1120$ м/с.

Тогда исходные дифференциальные уравнения (11 и 14) примут вид:

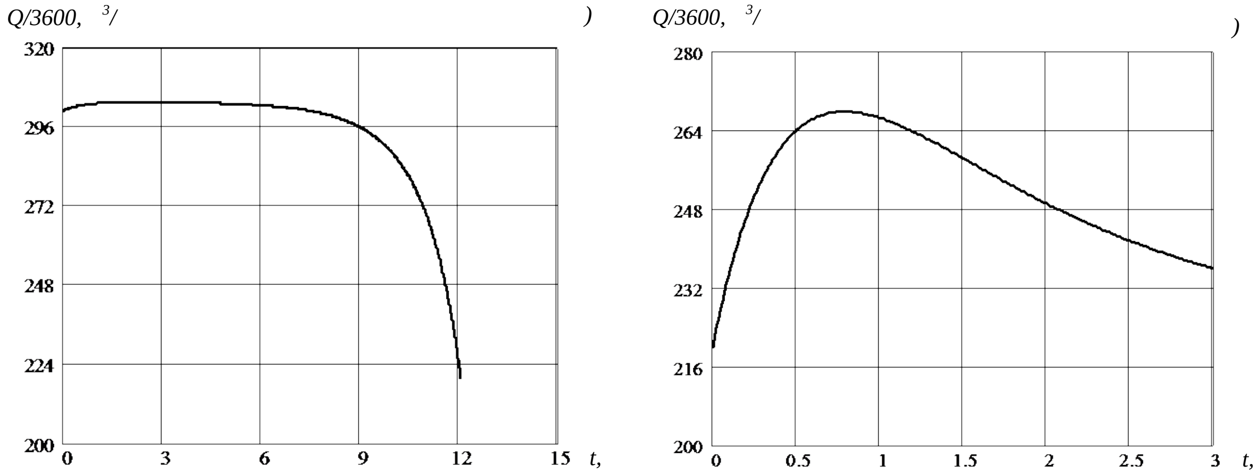
$$\frac{dQ}{dt} = A - B \cdot Q - 0{,}18 \cdot D \cdot \left(1 - \frac{t}{t'}\right)^{-1{,}4275} \cdot e^{\frac{6{,}876 \cdot t}{t'}} = 0{,}146 - 1{,}73 \cdot Q - 0{,}18 \cdot 12{,}23 \cdot 10^{-5} \times$$

$$\times \left(1 - \frac{t}{14{,}88}\right)^{-1{,}4275} \cdot e^{\frac{6{,}876}{14{,}88} \cdot t} = 0{,}146 - 1{,}73 \cdot Q - 2{,}2 \cdot 10^{-5} \cdot \left(1 - \frac{t}{14{,}88}\right)^{-1{,}4275} \cdot e^{0{,}462 \cdot t}$$

$$\frac{dQ}{dt} = A_1 - B \cdot Q + 174 \cdot D_1 \cdot \left(_{min} + \frac{t}{t'}\right)^{-1{,}4275} \cdot e^{-6{,}876 \cdot \left(_{min} + \frac{t}{t'}\right)} =$$

$$= 0{,}107 - 1{,}73 \cdot Q + 3{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot \left(0{,}167 + \frac{t}{14{,}88}\right)^{-1.4275} \cdot e^{-0{,}462 \cdot t}$$

Моделирование процесса регулирования насоса по подаче путем закрытия и открытия задвижки показано на рисунке 2.



2 – *:*

В результате математического моделирования получены графики переходных процессов регулирования насоса по подаче путем дросселирования напорной стороны. Проанализировав полученные результаты, можно сделать вывод, что при закрытии задвижки подача снижается с 301 м^3/час до 220 м^3/час за 12,05 с (соответственно при открытии с 220 м^3/час до 268 м^3/час за 0,82 с). Более крутой вид характеристики подачи от времени при открытии задвижки можно объяснить тем, что при открытии затвора его сопротивление существенно меняется именно на первой четверти хода.

Перечень ссылок

1. Шевчук, С. П. Повышение эффективности водоотливных установок : Учебное пособие / С.П. Шевчук. – Киев : УМК ВО, 1990. – 104 с.

2. Гейер, В. Г.Шахтные вентиляторные и водоотливные установки : Учебник для вузов / В. Г. Гейер, Г. М. Тимошенко. – Москва : Недра, 1987. – 304 с.