

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСА С УПРАВЛЯЕМОЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРОЙ

Кравец А.М., ассист., Коренькова Т.В., к.т.н., доц.

Кременчугский государственный политехнический университет

имени Михаила Остроградского

39600, г. Кременчуг, ул. Первомайская, 20

E-mail: saue@polytech.poltava.ua

Введение. Особенности срабатывания трубопроводной арматуры насосных комплексов (НК) различных отраслей промышленности и коммунального хозяйства приводят к появлению в системе опасных по своим последствиям переходных процессов, приводящих к снижению надежности и эффективности работы электромеханического и гидравлического оборудования. Для управления динамическими нагрузками в гидросистеме необходимо задавать определенный темп управления регулировочными задвижками и гидроклапанами.

Анализ предыдущих исследований. Анализ существующих подходов [1-4] в решении проблемы управления трубопроводной арматурой в аварийных режимах показал, что этому вопросу не уделяют достаточного внимания – решаются, в той или степени, местные задачи, которые не рассматривают насосные комплексы как сложные технические системы с изменяющимися во времени режимами работы. Управление переходными процессами в трубопроводах рассматривается в работах [1-3], которые, однако, используют упрощенные математические модели, не позволяющие задавать различные темпы управления трубопроводной арматурой, не учитывающие гидравлические характеристики арматуры, а также реальные свойства сложных разветвленных трубопроводов.

Цель работы. Разработка модели гидротранспортного комплекса с управляемой трубопроводной арматурой и исследование динамических процессов в гидросистеме.

Материал и результаты исследования. На рис. 1 приведена структурная схема модели ГТК, в состав которой входят:

насос, представленный уравнениями вида

$$H_{ex.} = H_0 n^2 - R_{вн} Q^2, \quad (1)$$

где H_0 – напор, развиваемый насосом при нулевой подаче, м; $R_{вн}$ – внутреннее сопротивление насоса, c^2/m^5 ; $n = w_{нас.}/w_{нас.н}$ – относительная скорость вращения рабочего колеса насоса; $w_{нас.}$, $w_{нас.н}$ – текущая и номинальная частоты вращения насоса, c^{-1} ;

$$H_{ex.} = T_n \frac{dH_{вых.}}{dt} + H_{вых.}, \quad (2)$$

где $H_{ex.}$, $H_{вых.}$ – напоры на входе и выходе рабочего колеса насоса соответственно, м; T_n – постоянная времени, учитывающая динамические свойства насоса, с;

– трубопроводная сеть, описываемая телеграфными уравнениями, известными из [4]:

$$\begin{cases} \frac{\partial H}{\partial x} - \frac{1}{gS} \frac{\partial Q}{\partial t} - \frac{\lambda}{d} \frac{1}{S^2} \frac{Q|Q|}{2g} = 0; \\ \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{c^2}{gS} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0, \end{cases} \quad (3)$$

где $H = p/(rg)$, Q – пьезометрический напор и расход жидкости в текущем сечении трубопровода соответственно, [м], [m^3/c]; p – давление в текущем

сечении трубопровода, Па; $S = \frac{\pi d^2}{4}$ – площадь

поперечного сечения, m^2 ; d – диаметр трубопровода, м; I – безразмерный коэффициент сопротивления трубопровода; c – скорость распространения ударной волны или звука в рабочей среде, м/с; r – плотность рабочей среды, kg/m^3 ; $g=9,81$ m/c^2 – ускорение свободного падения;

– регулировочная задвижка, гидравлическая характеристика которой описывается выражением, полученным в [5]:

$$x_{зод.}(b) = A((1/b)-1)^C + B((1/b)-1)^D + x_0, \quad (4)$$

где $x_{зод.}$ – коэффициент гидравлического сопротивления задвижки; $b = j_{ун.}/(2\pi n)$ – относительная степень открытия задвижки;

$j_{ун.}(t) = \int w_{ун.}(t) dt$ – текущий угол поворота

шпинделя арматуры, рад.; $w_{шп.} = w_{дв.}/i$ – текущая частота вращения шпинделя арматуры, c^{-1} ; $w_{дв.}$ – текущая частота вращения вала приводного электродвигателя, c^{-1} ; i – передаточное отношение редуктора электропривода (ЭП) задвижки; n – количество оборотов, необходимое для полного закрытия задвижки; A, B, C, D – коэффициенты аппроксимации, зависящие от типа трубопроводной арматуры; x_0 – коэффициент гидравлического сопротивления при полном открытии арматуры ($b=1$);

– асинхронный ЭП задвижки, представленный линеаризованной системой дифференциальных уравнений [6]:

$$\begin{cases} T_3 \frac{dM_{\partial в.}(t)}{dt} = b_{\partial в.}(w_0(t) - w_{\partial в.}(t)) - M_{\partial в.}(t); \\ J_{\Sigma} \frac{dw_{\partial в.}(t)}{dt} = M_{\partial в.}(t) - M_c(t), \end{cases} \quad (5)$$

где T_3 – электромагнитная постоянная времени асинхронного двигателя (АД), с; $M_{\partial в.}$ – электромагнитный момент двигателя, Н·м; $M_c = M_{c.зад}/i$ – статический момент ЭП, Н·м; $M_{c.зад} = M(p, b)$ – момент сопротивления задвижки, зависящий от величины давления p у задвижки и относительной степени ее открытия b , Н·м; $w_0 = 2\pi f_0$ – синхронная частота вращения вала двигателя, с⁻¹; f_0 – частота напряжения питания статора АД, Гц; p_n – число пар полюсов АД;

$b_{\partial в.}$ – жесткость механической характеристики АД, Н·м·с; J_{Σ} – суммарный момент инерции ЭП, кг·м²; – потребитель с гидравлической характеристикой вида

$$H_{номр.} - h_{ст} = R_{номр.} Q_{номр.}^2, \quad (6)$$

где $H_{номр.}$, $Q_{номр.}$ – напор и расход в сети потребителя соответственно, [м], [м³/с]; $h_{ст}$ – статический напор потребителя, м;

$R_{номр.н} = \frac{H_{потр.н} - h_{ст}}{Q_{потр.н}^2}$ – номинальное гидравлическое сопротивление потребителя, с²/м⁵; $H_{номр.н}$, $Q_{номр.н}$ – номинальный напор и расход в сети потребителя, м.

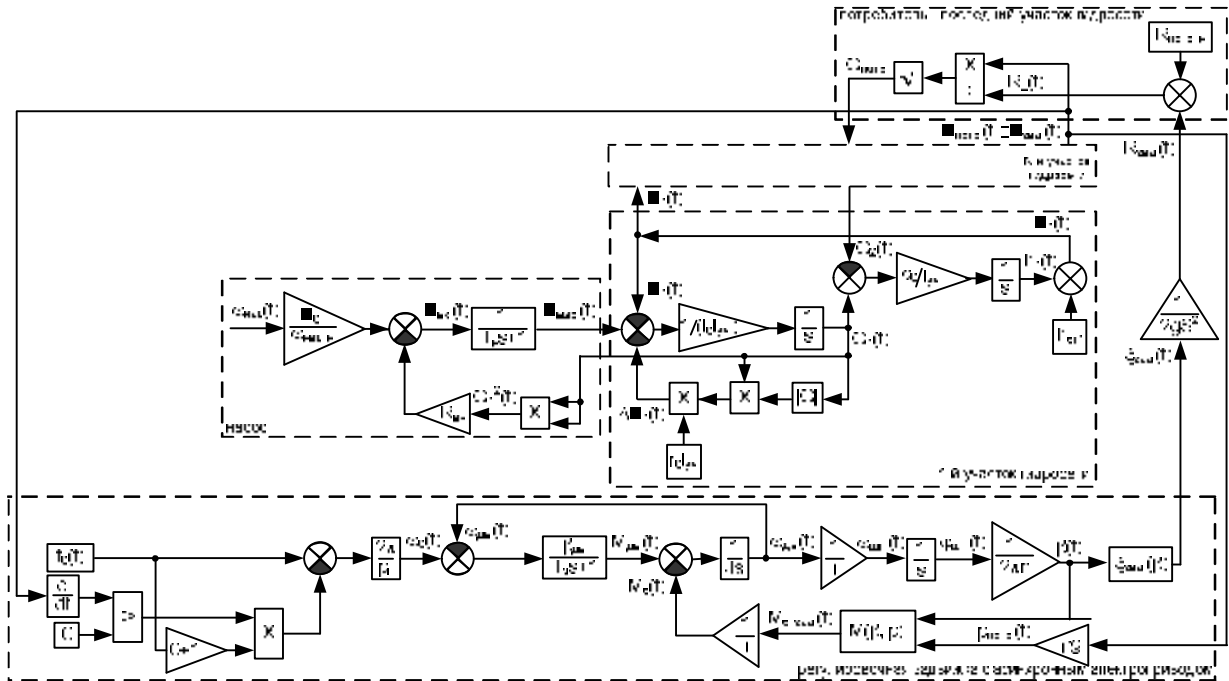


Рисунок 1 – Структурная схема модели гидротранспортного комплекса с управляемой арматурой

Решение (3) с помощью метода конечных элементов позволяет представить трубопроводную сеть конечным числом участков с равными параметрами и перейти от частных производных к разностным аналогам:

$$\begin{cases} \frac{\partial H}{\partial x} = \frac{H_{вых.уч.} - H_{вх.уч.}}{l_{уч.}}; \\ \frac{\partial Q}{\partial x} = \frac{Q_{вых.уч.} - Q_{вх.уч.}}{l_{уч.}}, \end{cases} \quad (7)$$

где $l_{уч.} = \frac{L}{N}$ – длина участка трубопровода; L – длина трубопроводной сети; N – число участков, на которые разбит трубопровод; $H_{вх.уч.}$, $H_{вых.уч.}$ – напор на входе и выходе участка соответственно; $Q_{вх.уч.}$, $Q_{вых.уч.}$ – расход в начале и в конце участка соответственно.

Тогда для i -го участка уравнения напора и расхода будут иметь вид:

$$\begin{cases} H_i - H_{i-1} + l_0 l_{уч.} \frac{dQ_i}{dt} + r_0 l_{уч.} Q_i |Q_i| = 0 \\ \frac{dH_i}{dt} + c_0 \frac{1}{l_{уч.}} (Q_i - Q_{i-1}) = 0 \end{cases}, \quad (8)$$

где $r_0 = \frac{l}{2gS^2d}$; $c_0 = \frac{c^2}{Sg}$; $l_0 = \frac{1}{Sg}$ – удельные параметры участка трубопровода; $H_i = h_i + h_{cm_i}$, Q_i , $H_{i-1} = h_{i-1} + h_{cm_{i-1}}$, Q_{i-1} – напор и расход на выходе и входе i -го участка трубопровода соответственно [7];

$I = 0,11 \left(\frac{k_e}{d} \right)^{0,25}$ – коэффициент сопротивления трубопровода; k_e – коэффициент шероховатости трубы, м; h_{cm_i} , $h_{cm_{i-1}}$ – высота расположения конца и начала i -го участка относительно оси насоса соответственно, м; $h_i = \frac{P_i}{rg}$, $h_{i-1} = \frac{P_{i-1}}{rg}$ – абсолютный напор на выходе и входе i -го участка трубопровода

соответственно, м; p_i, p_{i-1} – абсолютное давление на выходе и входе i -го участка трубопровода соответственно, Па.

Такое представление трубопроводной сети позволяет установить регулировочную задвижку и исследовать динамические процессы на любом ее участке. На модели трубопроводная арматура установлена на последнем участке гидросети (рис. 1) для обеспечения требуемых значений напора $H_{номр.}$ и расхода $Q_{номр.}$, напор у задвижки определяется по формуле:

$$H_{зад.}(t) = (R_{зад.}(t) + R_{номр.н})Q_{номр.}(t)^2, \quad (9)$$

где $R_{зад.}(t) = \frac{x_{зад.}(b(t))}{2gS^2}$ – гидравлическое

сопротивление задвижки, c^2/m^5 .

Для исследований взят ГТК (рис. 1) с параметрами: номинальный напор насоса $H_n=60$ м, скорость

потока рабочей среды $u_n=1$ м/с и гидравлическое сопротивлением потребителя $R_{номр.н}=40,65$ c^2/m^5 соответственно; длина $L=3000$ м и диаметр $d=1,2$ м трубопровода соответственно; количество участков трубопровода $N=20$; скорость распространения ударной волны $c=1000$ м/с. Удельные параметры каждого участка имеют значения: $r_0=0,002$ c^2/m^6 , $l_0=0,0901$ c^2/m^3 , $c_0=90132$ m^{-1} . Для полного закрытия используемой задвижки необходимо $n=50$ оборотов ее шпинделя, что обеспечивает асинхронный ЭП мощностью $P=2$ кВт и редуктор с передаточным числом $i=28$.

На рис. 2 приведены графики изменения во времени напора на выходе насоса $H_{нас.}(t)$ и у задвижки $H_{зад.}(t)$, расхода в сети потребителя $Q_{номр.}(t)$, задаваемый темп управления арматурой $b(t)$ и формируемый ею момент сопротивления $M_{с.зад.}(t)$ при резком (1), плавном (2) и меняющемся (3) темпах ее закрытия.

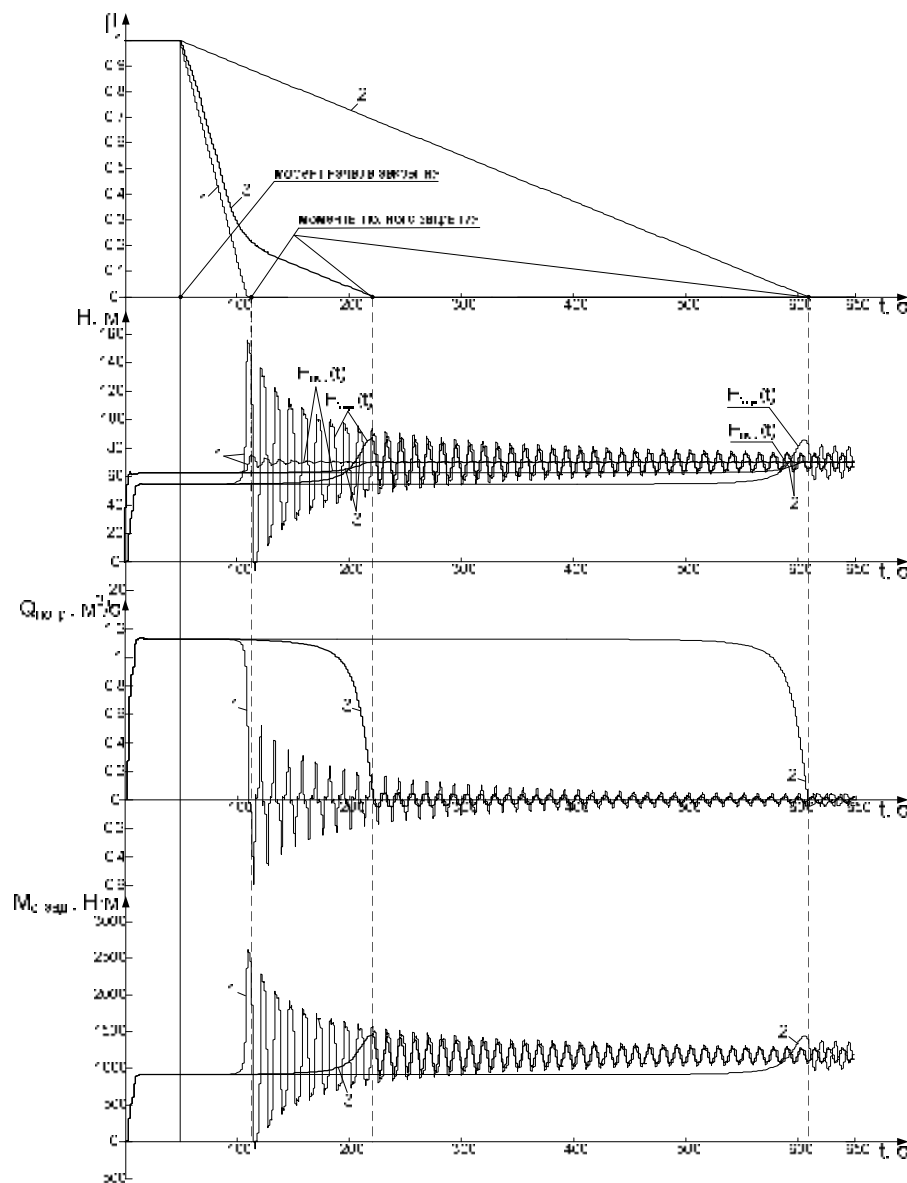


Рисунок 2 – Графики переходных процессов изменения напора на выходе насоса $H_{нас.}(t)$ и у задвижки $H_{зад.}(t)$, расхода в сети потребителя $Q_{номр.}(t)$, задаваемый темп управления арматурой $b(t)$ и формируемый ею момент сопротивления при резком (1), плавном (2) и меняющемся (3) темпах ее закрытия

Резкое и плавное управление производится путем равномерного закрытия задвижки при неизменной частоте питающего напряжения 50 Гц и 5 Гц соответственно. Меняющийся темп закрытия осуществляется при переменной частоте питания ЭП задвижки в пределах от 50 Гц до 5 Гц в момент времени, когда напор в трубопроводе начинает возрастать. На модели такой режим закрытия обеспечивает обратная связь производной по напору.

Из графиков видно, что резкий темп управления задвижкой (кривые 1, рис. 2) сопровождается быстрым возрастанием давления у задвижки, величина которого в 2,5 раза превышает номинальный напор насоса. Снижение частоты питающего напряжения приводит к уменьшению напора до величины 0,7 от номинального значения и значительному увеличению времени управления арматурой (кривые 2, рис. 2).

Заслуживает внимания возможность управления арматурой с меняющимся темпом ее закрытия (кривые 3, рис. 2). Анализ кривых изменения напора у задвижки показал, что значительное снижение динамических нагрузок в трубопроводе наблюдается как при уменьшении значения частоты питающего напряжения, так и при формировании неравномерного темпа управления. При этом повышение давления в обоих случаях имеет одно и то же значение, а время закрытия арматуры сокращается в десятки раз, что важно при управлении арматурой в аварийных режимах, связанных с внезапным исчезновением электропитания в НК и возникновением противотока жидкости.

Выводы. Разработанная модель ГТК позволяет исследовать аварийные режимы работы оборудования, обусловленные несоблюдением темпа управления запорно-регулирующей трубопроводной арматурой при пусках/остановках и регулировании производительности или напора насосного агрегата; резким изменением режима работы насоса при регулировании производительности или напора задвижкой в напорном патрубке; внезапным отключением электропитания насоса при резком схлопывании обратных клапанов и т.п.

Многозвенность структуры гидросети позволяет исследовать динамические процессы в любой точке гидротранспортной системы, а также позволяет изменять конфигурацию сети (длину, диаметр, высоту участка (статический напор) и т.д.), параметры задвижки, потребителя и проводить анализ влияния этих факторов на переходные процессы. При этом имеется возможность устанавливать задвижку на любом участке трубопроводной системы.

Для снижения динамических нагрузок в трубопроводной сети и уменьшения времени управления арматурой необходимо уменьшать частоту питающего напряжения и формировать неравномерный темп управления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Щавелев Д.С. О программном регулировании повышения давления в турбинном трубопроводе при гидравлическом ударе // Известия вузов. Энергетика, 1968. – №4.
2. Килимник В.Д., Доценко Г.В. Управление переходными процессами в напорных трубопроводах // Автоматизация закрытых оросительных систем. – Новочеркасск, 1975. – С. 47 – 53.
3. Большаков В.А. Справочник по гидравлике. – К.: Вища школа, 1977. – 280 с.
4. Вишневский К.П. Переходные процессы в напорных системах водоподачи. – М.: Агропромиздат, 1986. – 135 с.
5. Кравец А.М., Коренькова Т.В. Особенности динамических режимов в гидротранспортных системах с управляемой трубопроводной арматурой // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Зб. наук. пр. КДПУ. – Кременчук: КДПУ, 2007. – Вип. 3(44). – Ч. 1. – С. 162 – 167.
6. Черный А.П., Луговой А.В. и др. Моделирование электромеханических систем / Учебное пособие. – Кременчуг, 1999. – 204 с.
7. Лямаев Б.Ф. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ. – Л.: Машиностроение, 1978. – 192 с.

Стаття надійшла 28.06.2009 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.
Родькіним Д.Й.