

УДК 532.595.2

ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ В ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМАХ С УПРАВЛЯЕМОЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРОЙ

*Кравец А.М., асист., Коренькова Т.В., к.т.н., доц.**Кременчугский государственный политехнический университет им. М. Остроградского
39614, г. Кременчуг, ул. Первомайская, 20**E-mail: saue@polytech.poltava.ua*

В статті виконано аналіз гідравлічних характеристик та оцінка впливу інтенсивності керування трубопровідною арматурою насосних станцій на гідродинамічні процеси в комунікаційній мережі. Отримані динамічні характеристики гідротранспортної системи при різних темпах керування трубопровідною арматурою. Визначені значення коефіцієнтів інтенсивності керування арматурою, що не приводять до виникнення гідравлічного удару в системі.

Ключові слова: трубопровідна арматура, гідроудар, гідравлічний коефіцієнт опору.

In article it is analysed hydraulic characteristics and an estimation influence of intensity management by pipeline armature of pump stations on hydrodynamical processes in a communication network. Dynamic characteristics of hydrotransport system are received at various rates of management by pipeline armature. Values of factors of intensity management by the armature, not leading occurrence of hydraulic impact in system are certain.

Key words: pipeline armature, hydroimpact, hydraulic factor of resistance.

Введение. Практика эксплуатации гидротранспортных систем указывает на наличие аварийных режимов работы насосных станций (НС), обусловленных различными причинами и условиями возникновения: резким срабатыванием обратного клапана на выходе насоса при внезапном прекращении энергоснабжения НС; быстрое закрытие запорного органа в конце водовода или тупика водопроводной сети, резком закрытии задвижек на выходе НС и коммуникационной сети потребителя и т.п.

Характер протекания аварийных режимов во многом определяется составом насосного оборудования, действующими значениями напора и расхода, типом насосов и запорно-регулирующих органов, геометрией трубопроводной системы, а также требуемым темпом и продолжительностью управления трубопроводной арматурой.

Трубопроводная арматура является важнейшим элементом технологического оборудования насосных комплексов (НК) и выполняет защитную, предохранительную и регулировочную функции [1]. Закон управления арматурой влияет на характер протекания переходных процессов в гидросистеме, как в обычных (регулирование, пусковые режимы и т.п.), так и аварийных режимах. Часто закрытие/открытие задвижек, затворов и т.д. производится вручную, без соблюдения требуемого темпа и продолжительности управления, что приводит к возникновению гидравлических ударов в коммуникационной сети. Резкое срабатывание гидроклапанов, в случае внезапного прекращения энергоснабжения НК, сопровождается повышенными динами-

ческими нагрузками на стенки проточного тракта насосного агрегата, трубопроводной системы и арматуры [2]. Для формирования требуемого темпа управления трубопроводной арматурой НК необходимо знать реальные гидравлические характеристики используемых задвижек, клапанов, затворов и т.д.

Анализ предыдущих исследований. Анализ существующих литературных источников [3, 4] показал, что не существует единого целостного подхода к управлению аварийными ситуациями в НК, учитывающего особенности работы НС (способы регулирования технологических параметров, число одновременно работающих агрегатов и т.п.), параметры трубопроводной системы (протяженность, диаметр, материал, коэффициент трения, характеристики перекачиваемой среды), динамические характеристики гидравлической арматуры. Отсутствуют исследования, подтверждающие влияние интенсивности управления арматурой на величину гидроудара и протекание переходных процессов в коммуникационной сети.

Цель работы. Анализ гидравлических характеристик и оценка влияния интенсивности управления трубопроводной арматурой НС на гидродинамические процессы в коммуникационной сети.

Материал и результаты исследования. Анализ [5-7] показал, что трубопроводная арматура характеризуется зависимостями: коэффициента пропускной способности K_v и коэффициента кавитации K_c от коэффициента гидравлического сопротивления ξ (рис. 1), потерь напора от изменения скорости пото-

ка, коефіцієнта гидравлического сопротивления ξ от степени открытия и скорости потока (рис. 2, 3) и т.п.

Кавитационные характеристики арматуры позволяют определить диапазон изменения гидравлического коэффициента сопротивления ξ регулирующих клапанов, при котором не происходит разрыв сплошности потока жидкости вследствие образования кавитационных каверн (полостей, заполненных газом или воздухом). Возникновение кавитации негативно сказывается на работе арматуры: снижается пропускная способность, увеличивается коэффициент гидравлического сопротивления, может наступить момент, при котором расход становится равным нулю.

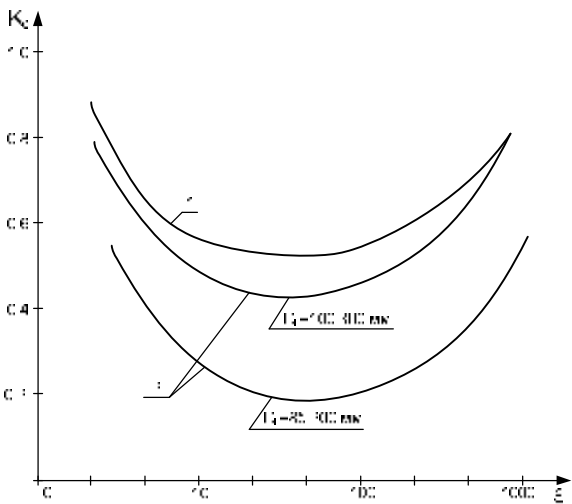


Рисунок 1 – Зависимость коэффициента кавитации K_c от коэффициента гидравлического сопротивления ξ для регулирующих односедельных (1) и двуседельных (2) клапанов различного диаметра

Основной гидравлической характеристикой арматуры, влияющей на параметры гидротранспортирования, является зависимость коэффициента гидравлического сопротивления ξ от высоты поднятия h выдвижного диска (для задвижек и вентилей), угла поворота α вращающегося диска (для дисковых затворов), свободной площади поперечного сечения S_h седла (для регулирующих клапанов) или скорости движения жидкости v (для обратных клапанов), (рис. 2, 3) [6, 7].

Характер изменения этих характеристик – нелинейный: существенный рост коэффициента гидравлического сопротивления ξ происходит при некотором критическом значении $\beta_{кр}$, которое для задвижек составляет 0,25, для вентилей – 0,3, для дисковых затворов – 0,6, для регулирующих клапанов – 0,2, и при $v_{кр}$, равной для обратных клапанов 1 м/с.

В большинстве случаев кривые $\xi=f(\beta)$ получены экспериментальным путем и приводятся в справочной литературе в виде табличных значений для конкретного рода арматуры или эмпирических зависимостей, справедливых для определенного диапазона изменений β .

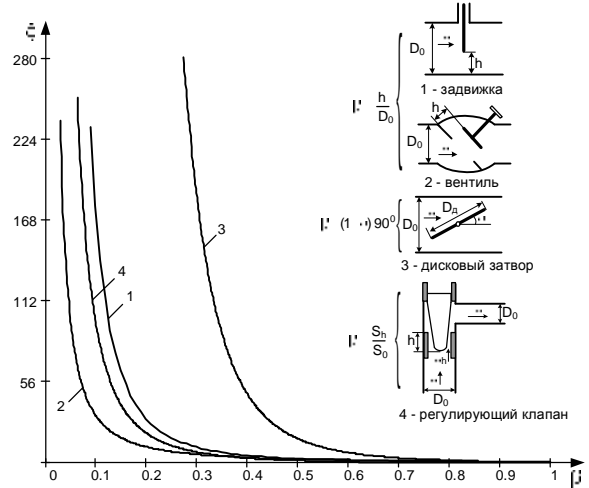


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления ξ от относительной степени открытия β

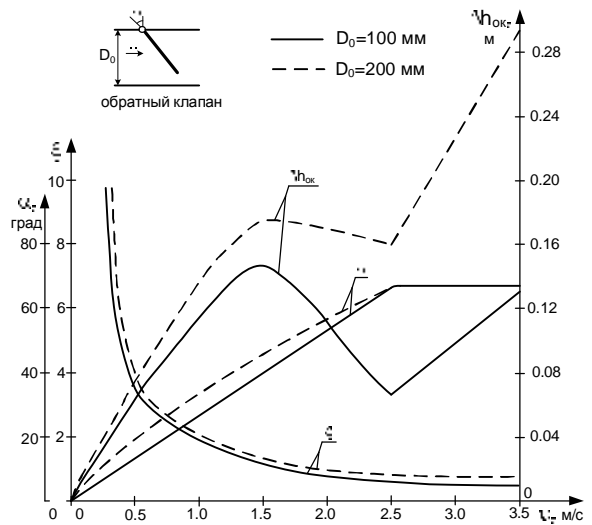


Рисунок 3 – Зависимость ξ , угла поворота тарелки α и потерь напора $\Delta h_{ок}$ обратного клапана от скорости течения жидкости v

Анализ [5-7] показал, что не существует универсальной аналитической зависимости, связывающей коэффициент гидравлического сопротивления ξ с относительной степенью открытия β , которую необходимо иметь для определения рациональных законов управления трубопроводной арматурой. В связи с этим была предложена аппроксимационная функция вида:

$$\xi = A((1/\beta)-1)^C + B((1/\beta)-1)^D + \xi_0, \quad (1)$$

где А, В, С, D - коэффициенты аппроксимации, зависящие от типа трубопроводной арматуры; ξ_0 - коэффициент гидравлического сопротивления при полном открытии арматуры ($\beta=1$).

В табл. 1 приведены значения коэффициентов аппроксимации для различного рода трубопроводной арматуры, гидравлические характеристики которой приведены на рис. 1.

В выражении (1) параметр β зависит от темпа управления арматурой, что оказывает существенное

влияние на характер протекания переходных процессов в гидротранспортных комплексах: наличие бросков давления или расхода, потерь напора, кавитационных явлений, приводящих к разрывам сплошности потока жидкости и т.п.

Поэтому, является целесообразным разработка рациональных законов управления трубопроводной арматурой, приводящих к снижению динамических нагрузок в насосных комплексах и повышению надежности работы технологического оборудования.

Таблица 1 – Коэффициенты аппроксимации для различного рода трубопроводной арматуры

Коэффициент	Задвижка		Вентиль		Дисковый затвор 200 мм	Односедельный регулирующий клапан
	простая 200 мм	параллельная	200 мм	38 мм		
A	0,505	1,019	2	3,8	1,7	1,8
B	1,868	1,115	1,2	1,2	3,8	2
C	2,35	2,5	0,129	0,044	10,628	0,664
D	1,4	1,1	1,555	0,896	5,652	0,794
ξ_0	0,05	0,1	0,5	1,1	0,24	0,18

Несоблюдение требуемого темпа и продолжительности управления арматурой НС часто приводит к возникновению гидравлических ударов в коммуникационной сети и сопровождается повышенными пульсациями давления в насосах и трубопроводах, динамическими нагрузками на элементы прочной части насоса и вибрациями узлов гидравлического оборудования, величина которых в несколько раз превосходит номинальные значения в обычных режимах [1]. При этом различают прямой и не прямой гидравлические удары, где при прямом – время полного закрытия арматуры $t_{закр}$ меньше фазы гидроудара T_ϕ . К основным параметрам гидроудара относятся [5]:

- фаза гидроудара

$$T_\phi = 2L/c; \quad (2)$$

- повышение напора в каждой фазе

$$\Delta H_k = 2\Delta h_{тр} \left[\left(j - \frac{1}{\Delta h_{тр}} \sum_{i=1}^{k-1} \Delta H_i + \left(\frac{j\varphi_k}{\varphi_0} \right)^2 \right) - \frac{j\varphi_k}{\varphi_0} \sqrt{1 + 2 \left(j - \frac{1}{\Delta h_{тр}} \sum_{i=1}^{k-1} \Delta H_i \right) + \left(\frac{j\varphi_k}{\varphi_0} \right)^2} \right], \quad (3)$$

где L - длина трубопровода, м;
 $c = c_{ж} / \sqrt{1 + (E_{ж}/E_{тр})\Psi}$ - скорость распространения ударной волны; $E_{ж}$ - модуль объемной упругости жидкости; $E_{тр}$ - модуль упругости материалов стенок трубы; $c_{ж} = \sqrt{E_{ж}/\rho}$ - скорость распространения звука в жидкости, м/с; ρ - плотность жидкости, кг/м³; Ψ - коэффициент, учитывающий деформативность стенок трубопровода; ΔH_i - повышение напора в каждой из фаз до рассматриваемой, м;

$j = v_0 c / (2g\Delta h_{тр})$ - ударный параметр трубопровода;
 v_0 - скорость течения жидкости в трубопроводе до закрытия арматуры, м/с; $\Delta h_{тр}$ - потери напора на трение по длине трубопровода, м; g - ускорение свободного падения, м/с²; $\varphi_{0,k} = 1/\sqrt{\xi_{тр} + \xi}$ - коэффициенты скорости трубопроводной системы с арматурой до начала закрытия и при данном закрытии соответственно; $\xi_{тр}$ - коэффициент гидравлического сопротивления трубопроводной системы.

Темп управления арматурой описывается выражением вида:

$$t = (1 - \beta)^n t_{закр}, \quad (4)$$

где β - относительная степень открытия трубопроводной арматуры ($\beta = h/D_0$ для задвижек и вентиляей; $\beta = (1 - \alpha)90^0$ - для дисковых затворов; $\beta = S_h/S_0$ - регулирующих клапанов); n - коэффициент интенсивности управления арматурой.

На рис. 4 приведены кривые изменения относительной степени поднятия диска h/D_0 задвижки для различных коэффициентов управления запорно-регулирующей арматурой при $t_{закр} = 5T_\phi$.

Преобразовав (4), получим:

$$\beta = 1 - (t/t_{закр})^{1/n}, \quad n \geq 1. \quad (5)$$

Для гидросистемы с установленной в коммуникационной сети потребителя регулировочной задвижкой и параметрами $v_0 = 1$ м/с, $c = 1000$ м/с, $\Delta h_{тр} = 7,13$ м, $L = 3000$ м, $\xi_{тр} = 140$, $T_\phi = 6$ с приведены графики изменения относительного повышения напора $\Delta h = \Delta H/\Delta H_{пр}$ от коэффициента интенсивности управления n (рис. 5), где

$\Delta H_{пр} = 101.9$ м - повышение напора при прямом гидроударе.

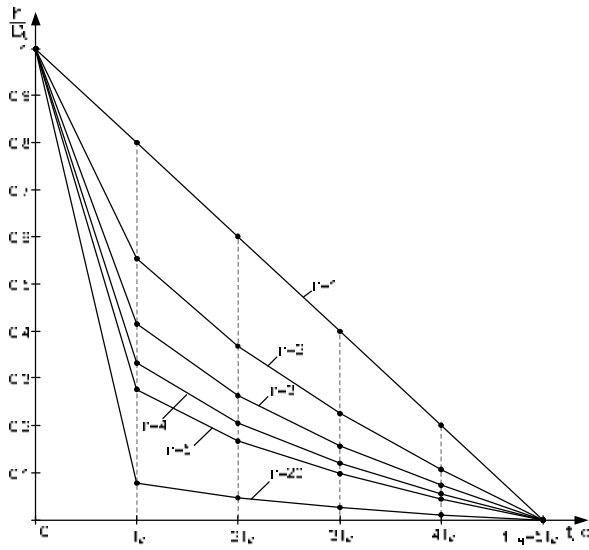


Рисунок 4 – Кривые изменения относительной степени открытия задвижки h/D_0 для различных коэффициентов интенсивности управления арматурой p

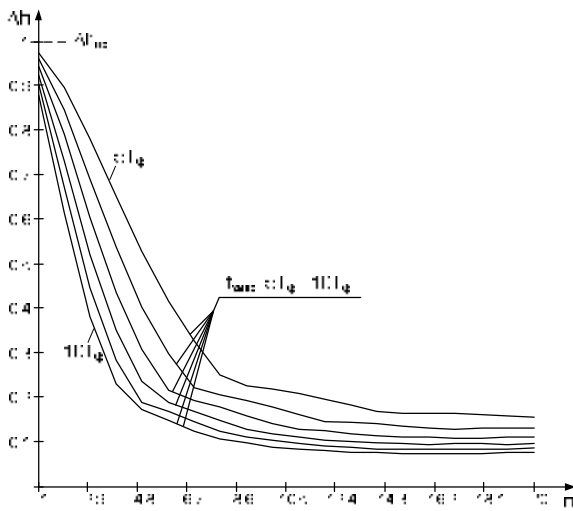


Рисунок 5 – Зависимость относительной величины гидроудара Δh от коэффициента интенсивности управления арматурой p

Для анализа динамических процессов в трубопроводной сети использовался математический аппарат, позволяющий описывать длинные линии с распределенными параметрами и представляющий собой систему телеграфных уравнений вида [8]:

$$\begin{cases} \frac{\partial H}{\partial x} - \frac{1}{gS} \frac{\partial Q}{\partial t} - \frac{\lambda}{d} \frac{1}{S^2} \frac{Q|Q|}{2g} = 0 \\ \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{c^2}{gS} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \end{cases}, \quad (6)$$

где H, Q - пьезометрический напор и расход жидкости в текущем сечении трубопровода соответственно, [М], [м³/с]; $S = \frac{\pi d^2}{4}$ - площадь поперечного сече-

ния, м²; d - диаметр трубопровода, м; λ - безразмерный коэффициент сопротивления трубопровода; $g=9,81$ м/с² - ускорение свободного падения.

Для решения телеграфных уравнений применен метод конечных элементов, позволяющий представить гидротранспортную систему конечным числом участков с равными параметрами. Это дает возможность перейти от частных производных (6) к разностным аналогам:

$$\frac{\partial H}{\partial x} = \frac{H_{\text{ВЫХ}} - H_{\text{ВХ}}}{l_{\text{уч}}}; \quad \frac{\partial Q}{\partial x} = \frac{Q_{\text{ВЫХ}} - Q_{\text{ВХ}}}{l_{\text{уч}}}, \quad (7)$$

где $l_{\text{уч}}=L/N$ - длина участка трубопровода; L - длина трубопроводной сети; N - число участков, на которые разбит трубопровод; $H_{\text{ВХ}}, H_{\text{ВЫХ}}$ - напор на входе и выходе участка соответственно; $Q_{\text{ВХ}}, Q_{\text{ВЫХ}}$ - расход в начале и в конце участка соответственно.

Схема замещения рассматриваемой гидротранспортной системы, приведенная на рис. 6, состоит из насосного агрегата с напором H_0 и производительностью Q_0 , участков трубопроводной системы протяженностью $l_{\text{уч}}$, на последнем из которых установлена регулировочная задвижка, обеспечивающая требуемые значения напора $H_{\text{потр}}$ и расхода $Q_{\text{потр}}$ в сети потребителя.

Для i -го четырехполюсника уравнения напора и расхода будут иметь вид:

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

где $r_0 = \frac{\lambda}{S^2 d} \frac{1}{2g}$; $c_0 = \frac{c^2}{Sg}$; $l_0 = 1/Sg$ - удельные па-

раметры участка трубопровода; $H_i, Q_i, H_{i-1}, Q_{i-1}$ - напор и расход на выходе и входе i -го четырехполюсника соответственно; $\lambda=0,11(k_e/d)^{0,25}$ - коэффициент сопротивления трубопровода; k_e - коэффициент шероховатости трубы, м.

Для гидротранспортной системы с номинальным напором $H_n=60$ м, скоростью потока $v_n=1$ м/с, гидравлическим сопротивлением потребителя $R_{\text{потр}}=40,7$ с²/м⁵ значения удельных параметров для каждого четырехполюсника равны: $r_0=0,3038$ с²/м⁵, $l_0=0,0740$ (м/с)⁻², $c_0=600,8795$ м⁻².

На рис. 7-9 приведены графики изменения напора перед задвижкой для различных значениях коэффициента интенсивности ее закрытия и различных значениях скорости движения жидкости в трубопроводе v_0 . При этом рассмотрены случаи возникновения прямого ($t_{\text{закр}} < T_{\phi}$) и непрямого ($t_{\text{закр}} > T_{\phi}$) гидравлических ударов в гидросистеме.

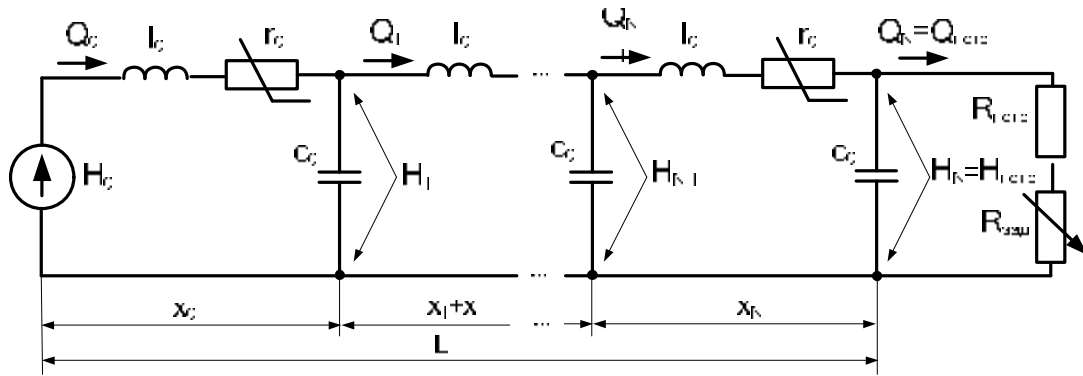


Рисунок 6 – Схема замещения гидротранспортной системы:

$H_0, Q_0, \dots, H_N, Q_N$ - напор и расход в начале и в конце сети соответственно; $R_{потр}, H_{потр}, Q_{потр}$ - гидравлическое сопротивление, напор и расход в цепи потребителя соответственно; $R_{зад}$ - гидравлическое сопротивление задвижки; r_0, l_0, c_0 - удельные параметры сети

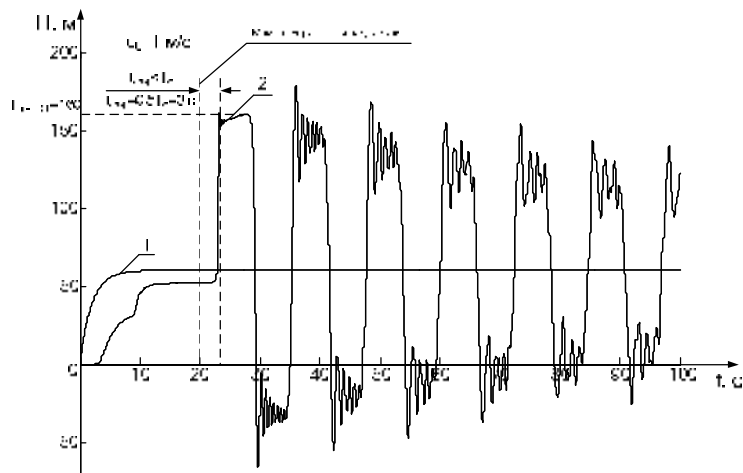


Рисунок 7 – Изменение напора в гидросистеме при $t_{закр} < T_{\phi}$ и $v_0 = 1$ м/с:

1 – напор в начале гидросети (после насоса); 2 – напор в конце гидросети (перед задвижкой)

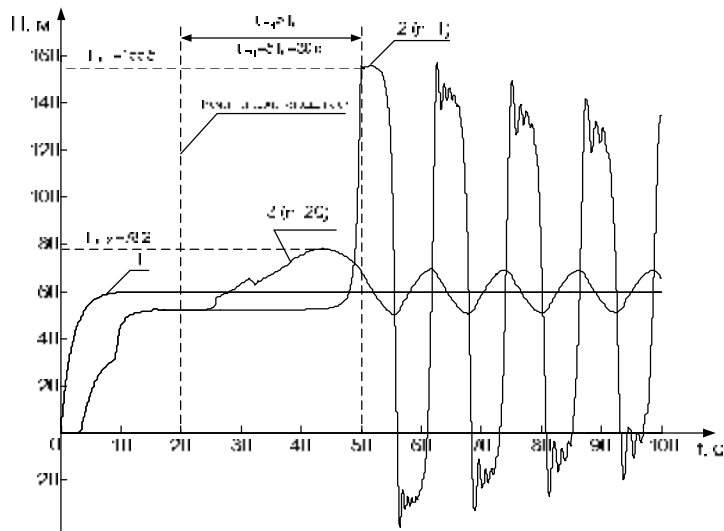


Рисунок 8 – Изменение напора в гидросистеме при $t_{закр} > T_{\phi}$ и $v_0 = 1$ м/с для различных значений коэффициента n :

1 – напор в начале гидросети (после насоса); 2, 3 – напор перед задвижкой при $n=1$ и $n=20$ соответственно

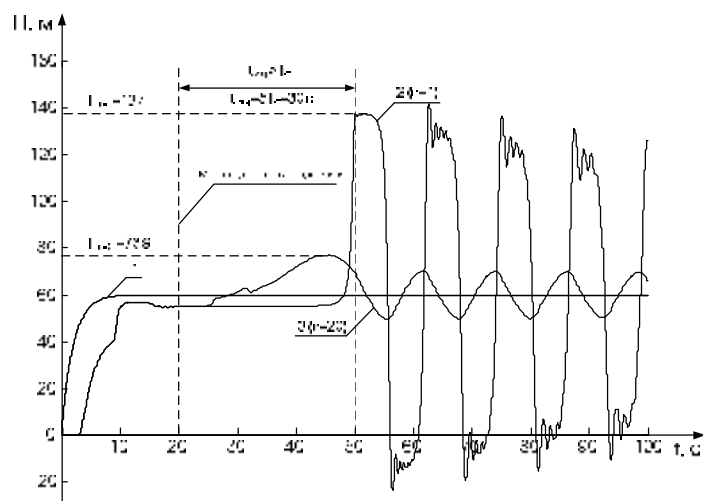


Рисунок 9 – Змінення напору в гідросистемі при $t_{закр} > T_{\phi}$ і $v_0=0.8$ м/с для різних значень коефіцієнта n :

1 – напір в началі гідросети (після насоса); 2, 3 – напір перед задвижкою при $n=1$ і $n=20$ відповідно

Висновки. Виконаний аналіз показав, що на характер протекання перехідних процесів в гідротранспортних комплексах впливають: початкова швидкість течія рідини v_0 , параметри трубопроводної мережі (матеріал, діаметр d , протяженість L , втрати напіору по довжині $\Delta h_{тр}$, характеристики перекачуваної середовища), гідрравлическі характеристики $\xi(\beta)$ трубопроводної арматури, залежачі від конструктивних особливостей, темпа управління, характеризуемого часом закриття $t_{закр}$ і коефіцієнтом інтенсивності управління арматурою n .

Аналіз змінення відносної величини гідродару від коефіцієнта інтенсивності управління арматурою (рис. 5) показав, що при $n=1 \div 7$ тиск в гідросистемі на 60-90 % перевищує величину тиску, що відповідає номінальному режиму. Це призводить до скорочення терміну служби елементів трубопроводної мережі. При $n=7 \div 20$ тиск в комунікаційній мережі змінюється в допустимих межах (20-25 % від номінального значення).

Використання апарату телеграфних рівнянь і методу кінцевих елементів, дозволяє представити гідротранспортну систему сукупністю декількох ділянок, і дає можливість дослідити вплив темпа управління арматурою на характер протекання динамічних процесів в гідросеті, оцінити їх показники якості. З графіків на рис. 7-9 видно, що величина прямого гідродару, рівна 100 м, не залежить від коефіцієнта інтенсивності управління арматурою; в разі непрямого гідродару при коефіцієнті $n=20$ відбувається зменшення величини напіору в 5-6 раз порівняно з рівномірним темпом закриття задвижки при $n=1$.

Обобщаючи вище сказане, слід відзначити необхідність знаходження оптимального закону управління трубопроводної арматурою з цільовою функцією $F(n, t_{закр})$, що дозволяє визначити коефі-

цієнт інтенсивності управління n , при якому час закриття/відкриття задвижки є мінімальним, а тиск в трубопроводній мережі змінюється в допустимих межах.

БІБЛІОГРАФІЧЕСКІЕ ДАННІЕ

1. Коренькова Т.В., Кравець А.М. О задаче управления динамическими нагрузками в гидротранспортных комплексах при аварийных режимах // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Зб. наук. пр. КДПУ. - Вип. 3(39). - Кременчук: КДПУ, 2006. - С. 23-27.
2. Гуревич Д.Ф., Заринський О.Н., Косых С.И. Трубопроводная арматура с автоматическим управлением. - Л.: Машиностроение, 1982. - 320 с.
3. Щавелев Д.С. О программном регулировании повышения давления в турбинном трубопроводе при гидравлическом ударе // Известия вузов. Энергетика. - №4, 1968.
4. Килимник В.Д., Доценко Г.В. Управление переходными процессами в напорных трубопроводах // Автоматизация закрытых оросительных систем. Новочеркасск, 1975. - С. 47-53.
5. Большаков В.А. Справочник по гидравлике. - К.: Вища школа, 1977. - 280 с.
6. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. - М.: Машиностроение, 1992. - 672 с.
7. Андрияшев М.М. Гидравлические расчеты оборудования водоводов. - М.: Стройиздат, 1979. - 104 с.
8. Вишневикий К.П. Переходные процессы в напорных системах водоподачи. - М.: Агропромиздат, 1986. - 135 с.

Стаття надійшла 1.05.2007 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.
Родькіним Д.Й.