

Клепиков Володимир Борисович, д.т.н., проф., професор кафедри «Автоматизовані електромеханічні системи», +380506478170, klepikovvladimir390@gmail.com

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, вул. Кирпичова 2, 61002.

Коротасєв Павло Олексійович, к.т.н., старший науковий співробітник відділу термогазодинаміки енергетичних машин, +380669148760, korotaiev@gmail.com, ORCID (0000-0002-7473-9508)

Інститут енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного Національної академії наук України,

Харків, Україна, вул. Комунальників 2/10, 61046.

ОСОБЛИВОСТІ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ЕЛЕКТРОМЕХАНОГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ ЕЛЕКТОРОПРИВОДУ НАСОСНОГО АГРЕГАТУ

Анотація. Досліджені процеси пуску електроприводу насосного агрегату водопровідної мережі після нетривалого зникнення живлячої напруги як процеси в електромеханогідравлічній системі з розподіленими параметрами. Показано, що пуск частотно-регульованого електроприводу по лінійному закону зміни тиску на виході насосного агрегату сприяє усуненню надмірного підвищення тиску у водопровідних мережах.

Ключові слова: насосний агрегат, асинхронний двигун, хвильові процеси, підвищення тиску

Klepikov Volodymyr, Doctor of Technical Sciences, Professor, +380506478170, klepikovvladimir390@gmail.com.

*National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv, Ukraine
Kyrpychova str. 2, 61002*

Korotaiev Pavlo, PhD, +380669148760, korotaiev@gmail.com, ORCID (0000-0002-7473-9508)

Anatolii Pidhornyi institute of power machines and systems of the National academy of sciences of Ukraine, Kharkiv, Ukraine

Komunalnykiv str. 2/10, 61046

WAVE PROCESSES IN THE ELECTROMECHANICAL HYDRAULIC SYSTEM OF THE PUMP ARGEATE ELECTRICAL DRIVE

Abstract. Research of the pump unit start-up processes on the water supply system representing the line with distributed parameters is executed. The schedules displaying wave processes in a water supply system at pump units start-up are provided. It is shown that these processes lead to pressure increase in the highway and can be the main cause of water supply systems rushes. It is shown that launch of the frequency and adjustable electric drive under the linear law of change of pressure at the exit of the pump unit promotes elimination of excessive increase in water supply systems pressure.

Keywords: pump unit, asynchronous motor, wave processes, pressure increase

Постановка проблеми. Існуючі системи централізованого водопостачання і водовідведення України характеризуються значним строком експлуатації (20-30 років), високою аварійністю, низькою енергоефективністю, значними витокami води і тому подібним [1]. Знос основних фондів в цій галузі складає 60,8 %. Для деяких міст проблема зношеності водопровідних мереж є виключно гострою. Наприклад, в Харкові їх знос складає 70 %. У літній період число одночасно існуючих поривів доходило до сотні, тоді як за добу вдавалося ліквідувати тільки 17 [2].

В процесі експлуатації насосних станцій (НС) неминуче виникають хвилові явища різної природи (провали тиску і гідравлічні удари, пульсації тиску, автоколювання кавітацій і тому подібне), а також пов'язані з ними вібраційні процеси. Вказані явища обумовлені цілим рядом причин: провалами в енергопостачанні НС, аварійними відключеннями електроживлення працюючих насосних агрегатів (НА); спрацьовуванням зворотних клапанів, швидким закриттям або відкриттям запобіжної або запірнорегулюючої арматури; періодичними остановами, повторними пусками, а також комутаційними перемиканнями насосів; помилковими діями обслуговуючого персоналу; відключенням або включенням великого споживача і тому подібне [3-6]. Аналіз показав, що причинами руйнування трубопроводів в 60% випадків є гідроудари, перепади тиску і вібрації устаткування, викликані скачками і пульсуючим характером зміни тиску в трубопроводі. Особливо часто пориви водопровідних мереж відбуваються при відновленні подання води високонапірних насосних станцій після аварійних відключень в мережах електропостачання, навіть незважаючи на їх нетривалість.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Ситуація, що склалася, обумовлена відсутністю грошових і ефективних коштів захисту від гідроударів і пульсацій тиску, для боротьби з якими використовують повітряні ковпаки, акумулятори тиску, ресивери, дросельні шайби, клапани скидання і тому подібне [5,6]. Такі засоби гідрозахисту не відповідають вимогам технологічної надійності,

спрацьовують за фактом виникнення аварії і призводять до передчасного зносу устаткування.

Перспективним є використання засобів гідродинамічного захисту НС на базі регульованого електроприводу НА [6-12], що дозволяє досягти: економії електроенергії, зниження інтенсивності хвилевих і вібраційних процесів в трубопровідних системах, заощадити засоби на обслуговування і ремонт устаткування.

Постановка завдання. Проблема поривів водогінних мереж виключно актуальна оскільки у багатьох містах термін експлуатації їх дуже значний, а іноді доходить до 100 років і більше. Вважалося, що причиною поривів є гідравлічний удар, який виникає коли рідина рухаючись досягає запертої засувки. З літератури відомо, що у такому випадку при швидкості руху рідини 3 м/с тиск підвищується у 42 рази [13]. Автори звернули увагу на значну кількість поривів, які виникали при пусках насосних агрегатів після короткочасного зникнення живлячої напруги. При цьому за час зникнення напруги, який не перевищував 10-15 хвилин, рідина не могла стекти з труби, тому не повинно бути її руху після включення. Авторами було вказане допущення, що причиною поривів є підвищення тиску в наслідок хвильових процесів, які виникають у електромеханогідравлічній системі як системі з розподіленими параметрами. Властивість розподілених параметрів надає водогінна мережа, довжина якої може досягати декількох кілометрів і більше. Нижче виконується доказ вірності цієї гіпотези.

Виклад основного матеріалу дослідження. Створимо математичну модель електромеханогідравлічної системи.

Асинхронний двигун (АД) прийнятий у вигляді моделі, у якій ланка електромеханічного перетворення енергії надана аперіодичною ланкою першого порядку.

Повна структурна схема АД при впливі на статорну обмотку напруги зі змінною частотою й амплітудою дуже складна. Для частотно-керованого АД при постійному потокозчепленні статора ($\psi_1 = \text{const}$) структурна схема значно спрощується. Вона може бути отримана при розгляді наступних співвідношень

$$\begin{cases} T_e \frac{dM(t)}{dt} = \beta(\omega_0(t) - \omega(t)) - M(t); \\ J \frac{d\omega(t)}{dt} = M(t) - M_c(t), \end{cases} \quad (1)$$

де $\omega_0 = \frac{2\pi f_{1.n}}{p_n}$ – кутова швидкість електромагнітного поля АД, рад/с;

$f_{1.n}$ – номінальна частота живлення $f_{1.n}=50$ Гц;

p_n – число пар полюсів обмотки статора,

M – момент АД, Нм;

T_e – електромагнітна постійна часу, с⁻¹;

J – момент інерції двигуна.

Рівняння лінеаризованої механічної характеристики АД:

$$M = \frac{2M_\kappa}{s_\kappa} s \quad (2)$$

де M_κ – критичний момент АД, Нм;

s, s_κ – поточне й критичне ковзання (тобто ковзання при $M=M_\kappa$) АД.

Рівняння руху АД

$$M - M_c = Jp\omega \quad (3)$$

Враховуючи, що $s = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}$, можна (2) представити як

$$M = \frac{2M_\kappa}{s_\kappa} \cdot \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0} = \beta(\omega_0 - \omega), \quad (4)$$

де β – модуль жорсткості лінеаризованої механічної характеристики АД

$$\beta = \frac{2M_\kappa}{\omega_0 s_\kappa} \quad (5)$$

Значення електромагнітної постійної часу T_e визначається зі співвідношення (1):

$$T_e = \frac{1}{2\pi f_{1.n} s_\kappa} \quad (6)$$

Якщо врахувати, що електромагнітний процес в АД протікає за аперіодичним законом з малою постійною часу T_e , то структурна схема АД матиме вигляд, зображений на рис. 1.

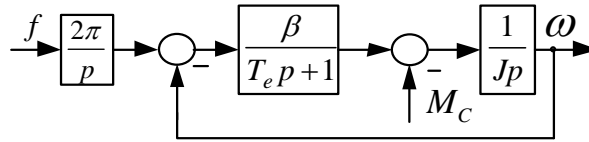


Рисунок 1 – Структурна схема АД

Широко поширена думка, що статичний момент турбомеханізмів пропорційний квадрату швидкості, справедлива тільки за відсутності протитиску, що є окремим випадком. Поширеніші системи з наявністю протитиску, коли статичний момент є складною функцією швидкості, що, у свою чергу, висуває завдання формування економічного закону частотного регулювання швидкості асинхронного електроприводу.

При роботі турбомеханізма з протитиском H_c статичний момент M_c на валу описується залежністю (2):

$$M_c = M_0 v^2 + (M_n - M_0) v \sqrt{\frac{H_0 v^2 - H_c}{H_0 - H_c}}, \quad (7)$$

де $v = \omega / \omega_{ном}$ – відносна швидкість обертання робочого колеса насоса;

ω, ω_n – поточна й номінальна частоти обертання насоса, s^{-1} ;

H_0 – напір, що розвиває насос при нульовій подачі (закрита засувка), м;

H_c – протитиск у гідравлічній мережі, м;

M_n – номінальний момент турбомеханізма, Нм;

$M_0 = P_0 / \omega_{ном}$ – момент, Нм, обумовлений потужністю на валу турбомеханізма при нульовій витраті та номінальній швидкості обертання.

Відцентрові насоси служать для підвищення кінетичної й потенційної енергії потоку рідини шляхом впливу лопаток робочого колеса на потік. На практиці залежність напору від подачі (напірна характеристика) визначається для кожного насоса експериментально. З достатнім ступенем точності в межах робочої зони напірна характеристика відцентрового насоса може бути представлена параболою виду

$$H_{ex} = H_0 \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 - R_{en} Q^2, \quad (8)$$

де R_{en} – внутрішній опір насоса, $\text{с}^2/\text{м}^5$:

$$R_{en} = \frac{H_0 - H_n}{Q_n^2}; \quad (9)$$

H_n, Q_n – номінальний напір і подача насоса, м, $\text{м}^3/\text{с}$;

Внаслідок інерційності напір на виході робочого колеса насоса змінюється по аперіодичному закону, що відповідає виразу:

$$H_{ex} = T_n \frac{dH_{вих}}{dt} + H_{вих}, \quad (10)$$

де $H_{ex}, H_{вих}$ – напори на вході й виході робочого колеса насоса, м;

T_n – постійна часу, що враховує динамічні властивості насоса, с.

З урахуванням співвідношень (8)-(10) структурна схема насоса матиме вигляд, зображений на рис. 2.

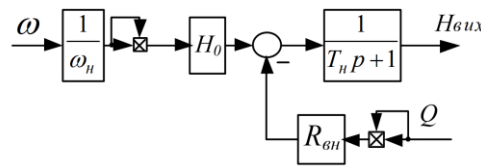


Рисунок 2 – Структурна схема насоса

Перетворювач частоти є джерелом напруги живлення для двигуна, яке у свою чергу є джерелом кругового обертового поля, отже, ПЧ можна представити як джерело кругового обертового поля. Для простоти реалізації вилучимо контур струму, а також зневажимо інерційністю перетворювача тому, що процеси у перетворювачі й контурі струму протікають суттєво швидше процесів у трубопроводі.

Для реалізації контуру стабілізації тиску синтезуємо ПІ-регулятор тиску з передаточною функцією:

$$W_p = k_p + \frac{k_p}{T_p p}, \quad (11)$$

де k_p – коефіцієнт підсилення регулятора тиску;

T_p – постійна інтегрування регулятора тиску, с.

Трубопровідну мережу представимо рівняннями, відомими з [14]

$$\begin{cases} \frac{\partial H}{\partial x} - \frac{1}{gS} \frac{\partial Q}{\partial t} - \frac{\lambda}{d} \frac{1}{S^2} \frac{Q|Q|}{2g} = 0; \\ \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{c^2}{gS} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0, \end{cases} \quad (12)$$

де $H = p/(\rho g)$, Q – напір і витрата рідини в поточному перетині трубопроводу відповідно, м, м³/с;

p – тиск у поточному перетині трубопроводу, Па;

$S = \pi d^2/4$ – площа поперечного перерізу, м²;

d – діаметр трубопроводу, м;

λ – безрозмірний коефіцієнт опору трубопроводу;

c – швидкість поширення ударної хвилі в робочому середовищі, м/с;

ρ – щільність робочого середовища, кг/м³;

$g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння.

Розв'язок рівнянь (12) за допомогою методу кінцевих різниць дозволяє представити трубопровідну мережу кінцевим числом ділянок з рівними параметрами й перейти від часткових похідних до різницевих аналогів:

$$\begin{aligned} \frac{\partial H}{\partial x} &= \frac{H_{вих.д} - H_{вх.д}}{l_д}; \\ \frac{\partial Q}{\partial x} &= \frac{Q_{вих.д} - Q_{вх.д}}{l_д}, \end{aligned} \quad (13)$$

де $l_д = L/N$ – довжина ділянки трубопроводу;

L – довжина трубопровідної мережі, м;

N – число ділянок, на які розбитий трубопровід;

$H_{вх.д}$, $H_{вих.д}$ – напір на вході й виході ділянки, м;

$Q_{вх.д}$, $Q_{вих.д}$ – витрата на вході й виході ділянки, м³/с.

Тоді для i -ої ділянки рівняння напору й витрати будуть мати вигляд:

$$\begin{cases} H_i - H_{i-1} + l_0 l_{yc} \frac{dQ_i}{dt} + r_0 l_{yc} Q_i |Q_i| = 0; \\ \frac{dH_i}{dt} + c_0 \frac{1}{l_{yc}} (Q_i - Q_{i-1}) = 0, \end{cases} \quad (14)$$

де $r_0 = \frac{\lambda}{2gS^2d}$; $c_0 = \frac{c^2}{Sg}$; $l_0 = \frac{1}{Sg}$ – питомі параметри ділянки трубопроводу;

$H_i = h_i + h_{cm\ i}$, Q_i , $H_{i-1} = h_{i-1} + h_{cm\ i-1}$, Q_{i-1} – напір і витрата на виході й вході i -ої ділянки трубопроводу відповідно;

$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_e}{d} \right)^{0,25}$ – коефіцієнт опору трубопроводу;

k_e – коефіцієнт жорсткості труби, м;

$h_{cm\ i}$, $h_{cm\ i-1}$ – висота розташування кінця й початку i -ої ділянки щодо осі насоса відповідно, м;

$h_i = \frac{p_i}{\rho g}$, $h_{i-1} = \frac{p_{i-1}}{\rho g}$ – абсолютний напір на виході й вході i -ої ділянки

трубопроводу, м;

p_i , p_{i-1} – абсолютний тиск на виході й вході i -ої ділянки трубопроводу, Па.

Структурна схема ділянки водогінної мережі зображена на рис. 3.

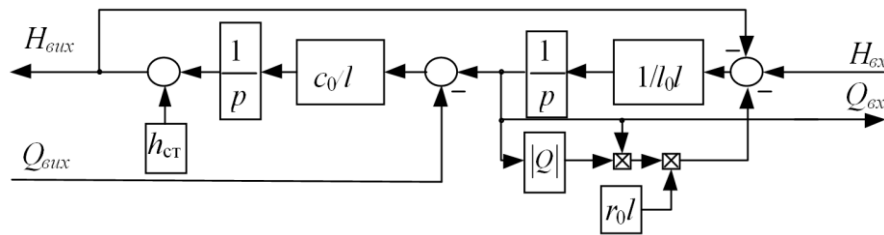


Рисунок 3 – Структурна схема i -ої ділянки водогінної мережі

Споживача представимо характеристикою виду

$$H_{cn} - h_{cm} = R_{cn} Q_{cn}^2, \quad (15)$$

де H_{cn} , Q_{cn} – напір і витрата в мережі споживача, м, м³/с;

R_{cn} – номінальний гідравлічний опір споживача, с²/м⁵;

$H_{cn\ n}$, $Q_{cn\ n}$ – номінальний напір і витрата в мережі споживача, м, м³/с;

h_{cm} – статичний напір споживача, м.

Отриману математичну модель у структурній формі електропривода насосної установки, що працює на водогінну мережу, представлено на рис. 4.

Виходячи з вищенаведеної математичної моделі, у реалізованій комп'ютерній моделі виконаємо моделювання динамічних процесів у системі при прямому пуску електроприводу.

Моделювання проводилося для насосної станції, що здійснює подачу води за допомогою відцентрового насоса потужністю $P_n=15$ кВт. Номінальний тиск і продуктивність насоса відповідно рівні $H_n=28$ м і $Q_n=80$ м³/ч, тиск насоса при нульовій подачі складає $H_0=32$ м. Для розрахунків узяті $N=20$ ділянок трубопроводу, питомі параметри яких рівні: $r_0=20,5$ с²/м⁶, $l_0=3,2$ с²/м³, $c_0=3 \cdot 10^6$ м⁻¹.

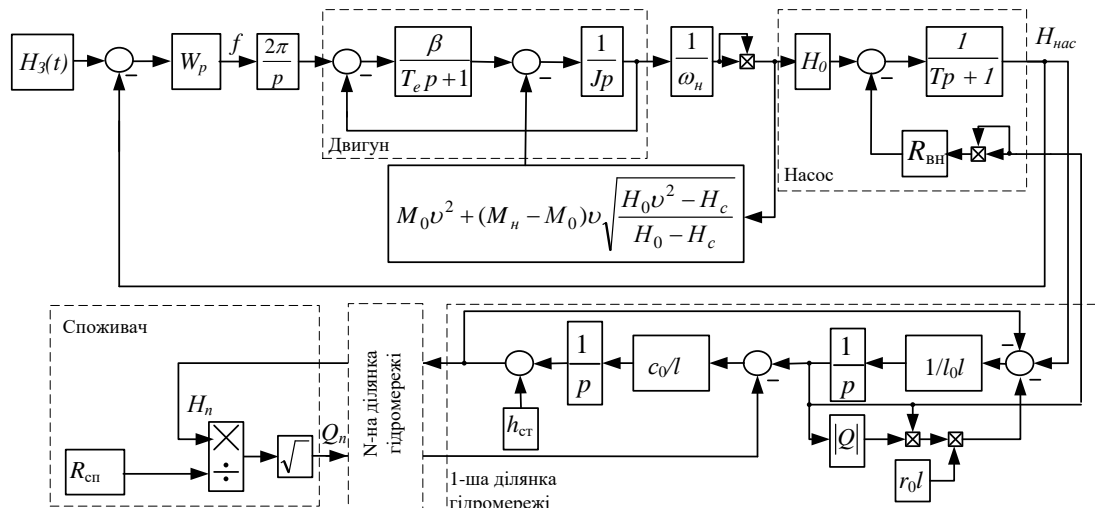


Рисунок 4 – Математична модель у структурній формі електропривода насосної установки, що працює на водогінну мережу

На рис. 5 приведені графіки перехідних процесів тиску у гідромережі при прямому пуску насоса від енергомережі з закритою і відкритою засувкою, встановленою на останній ділянці гідромережі, що являє собою еквівалент закритих або відкритих кранів у споживача.

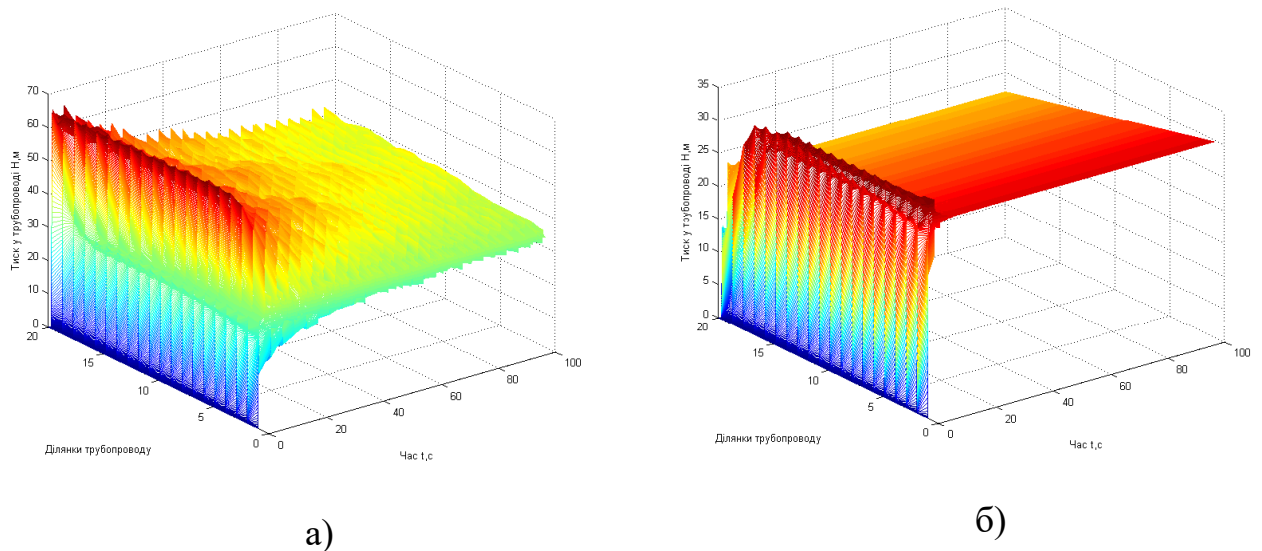


Рисунок 5 – Графік залежності тиску у гідромережі при прямому пуску насоса від енергомережі з закритою (а) та відкритою (б) засувкою у споживача

Аналіз показав, що при прямому пуску насоса з закритою засувкою на останній ділянці гідромережі відбувається підвищення тиску до $H_{\max}=65$ м, що в 2 рази вище за номінальний натиск насоса. При прямому пуску насоса з відкритою засувкою спостерігається дещо менше підвищення тиску $H_{\max}=35$ м, що у 1,8 рази менше в порівнянні з попереднім випадком.

Для розуміння фізичної картини процесів, що проходять в трубопроводі на рис. 6 приведені графіки зміни тиску по довжині трубопроводної магістралі, що характеризують поширення хвиль гідродару при прямому пуску насоса із закритою засувкою на останній ділянці гідромережі.

Спочатку по трубопроводу поширюється хвиля тиску (1), яка при досягненні кінця трубопроводу відбивається від закритої засувки і у вигляді хвилі підвищеного тиску (2) рухається у зворотний бік до насоса. Хвиля підвищеного тиску при підході до насоса відбивається від нього і починає рух до закритої засувки у вигляді хвилі (3). Далі процес багаторазово повторюється (виникає хвиля 4) і поступово затухає з часом, а тиск в трубопроводі стає рівним H_0 . Такі хвильові процеси, як правило, призводять до поривів трубопроводу на зношених ділянках, що не витримують динамічні навантаження ударного характеру.

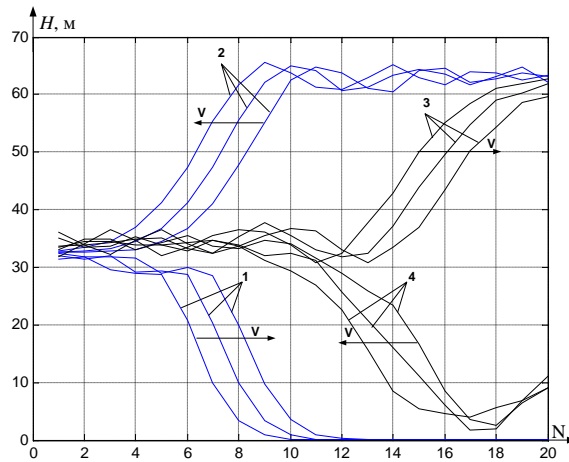


Рисунок 6 – Поширення хвиль гідроудару по довжині трубопровідної магістралі при прямому пуску насоса із закритою засувкою у кінці гідромережі

Перевіримо можливість зменшення кидків тиску за допомогою плавного запуску насосного агрегату. На рис. 7 приведені графіки зміни тиску у трубопровідній магістралі при плавному запуску насоса від перетворювача частоти з відкритою і закритою засувкою у кінці гідромережі, за умови, що час виходу насоса на сталий режим при використанні перетворювача частоти складає 15 с (при прямому пуску час розгону НА складає 2 с).

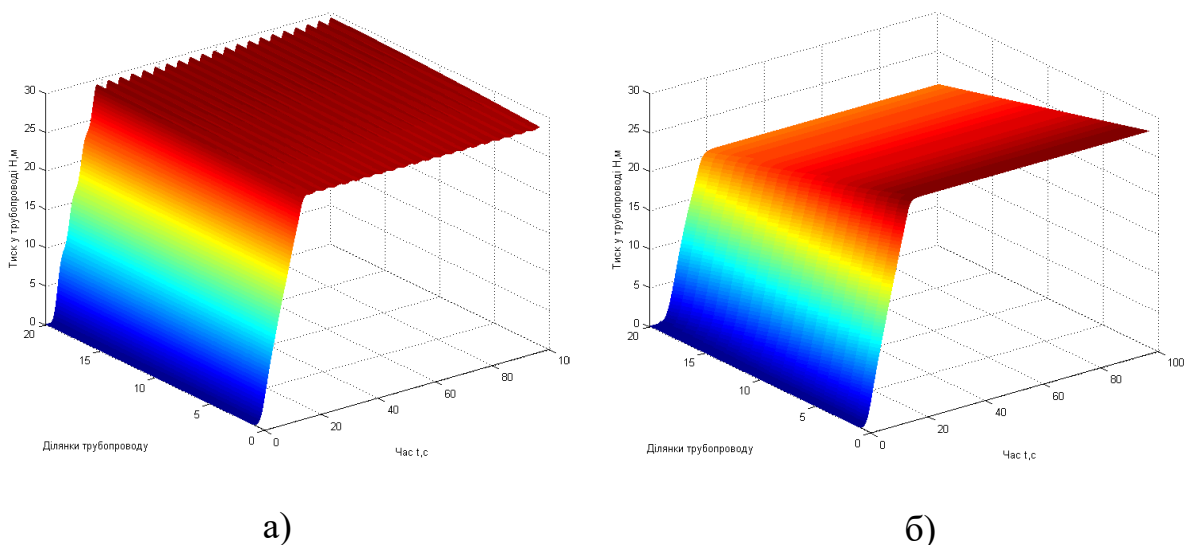


Рисунок 7 – Графік залежності тиску у гідромережі при плавному запуску насоса від енергомережі з закритою (а) та відкритою (б) засувкою у споживача на різних ділянках магістралі

З графіків видно, що використання системи частотного регулювання при пуску насосного агрегату дозволяє повністю виключити підвищення тиску; при закритій засувці підвищення натиску складає $H_{\max}=30$ м, що в 2,1 рази менше в порівнянні з максимальним підвищенням тиску при прямому пуску.

Висновки.

1. Комп'ютерне моделювання підтвердило, що при прямому пуску електроприводу та заповненій водопровідній мережі має місце виникнення хвиль повільно затухаючих коливань тиску, що неодноразово переміщуються впродовж труби в прямому і зворотному напрямку зі швидкістю 1000 м/с, при цьому амплітуди тиску досягають значень в 2 рази більше номінального тиску насоса, що може бути головною причиною поривів водопровідних мереж на найбільш зношених ділянках. Таким чином причиною частих поривів водогінних мереж при пусках електроприводів насосних агрегатів є не класичний гідравлічний удар, а підвищення тиску в наслідок хвильових процесів, що виникають в електромеханогідравлічній системі з розподіленими параметрами.

2. Встановлено, що засобами регульованого електроприводу можна усунути надлишкові кидки тиску та винайдені закони регулювання швидкості під час пуску, які надають таку можливість.

3. Впровадження розробленого кафедрою АЕМС НТУ «ХП» енергоресурсозберігаючого частотно-регульованого з мікропроцесорним керуванням на насосній станції 2-го підйому с.м.т. Солоницівка підтвердило зниження кількості поривів з 60 на рік до 8-10.

БІБЛОГРАФІЧНИЙ СПИСОК:

1. Инякин В.Н., Шевченко В.В. (2010), «Минимизация последствий техногенных аварий в жилищно-коммунальном хозяйстве», Экономика промышленности, № 2, с. 41-48.
2. Буряковская Т. (2011) «Харьковские коммунальщики готовятся к зиме», Время, №673, с. 1.
3. Totten, G.E., De Negri, V.J. (2012), *Handbook of Hydraulic Fluid Technology*, Taylor & Francis Group: Abingdon, UK, 212 p.
4. Ellis, J. (2008), *Pressure Transients in Water Engineering: A Guide to Analysis and Interpretation of Behavior*, Thomas Telford Publishing Ltd.: London, UK, 540p.
5. Guyer, J.P. (2012), *Introduction to Pumping Stations for Water Supply Systems*, Course No: C04-027, CED Engineering: Woodcliff Lake, NJ, USA, 42p.
6. Karassik, I.J., McGuire, T. (2012), *Centrifugal Pumps*; Springer Science & Business Media, Berlin/Heidelberg, Germany, 780p.
7. He, R. (2021), «Analysis and Comparison on Power Characteristics of Fixed-speed and Variable-speed Pumped Storage Unit», In Proceedings of the 2021 IEEE International Conference on Power, Intelligent Computing and Systems (ICPICS), Shenyang, China, 29–31 July 2021, pp. 539–543.

8. Europump and the Hydraulic Institute (2004), *Variable Speed Pumping: A Guide to Successful Applications*, Elsevier: Amsterdam, The Netherlands, 170 p.
9. Ferreira, F.J., Fong, J.A., De Almeida, A.T. (2011), «Ecoanalysis of variable-speed drives for flow regulation in pumping systems», *Ind. Electron. IEEE Trans.* 58, 2117–2125.
10. Khafizov, I.; Gafforov, K.L.; Muxammedov, S.; Jurakulov, A. (2020), «Energy saving when using a variable frequency drive in pump installations», *J. Crit. Rev.* 2020, No 7, pp. 99–102.
11. Kan, E., Ikramov, N., Mukhammadiev, M. (2019), «The change in the efficiency factor of the pumping unit with a frequency converter», *E3S Web Conf*, No 97, 05010.
12. Viholainen, J., Tamminen, J., Ahonen, T., Ahola, J., Vakkilainen, E., Soukka, R. (2013), «Energy-efficient control strategy for variable speed-driven parallel pumping systems», *Energy Effic.* No 6, pp. 495–509.
13. Бойко А.В. (2008) *Гідрогазодинаміка*, НТУ «ХПІ», Харків, 444 с.
14. Клепиков В.Б., Коротаев П.А. (2014), «Волновые процессы в электромеханогиравлической системе при пуске электропривода насосного агрегата», *Технічна електродинаміка*, Київ, №5, с. 131-133.

References:

1. Yniakyn V.N., Shevchenko V.V. (2010), «Minimizing the consequences of man-made accidents in housing and communal services» [«Mynymyzatsyia posledstvyi tekhnohennykh avarii v zhylyshchno-kommunalnom khoziaistve»], *Economy of industry*, No 2, pp. 41-48.
2. Buryakovskaya T. (2011), «The Kharkov housing and communal services prepare for winter» [«Harkovskie kommunalshhiki gotovyatsya k zime»], *Time*, No 673, pp. 1.
3. Totten, G.E., De Negri, V.J. (2012), *Handbook of Hydraulic Fluid Technology*, Taylor & Francis Group: Abingdon, UK, 212 p.
4. Ellis, J. (2008), *Pressure Transients in Water Engineering: A Guide to Analysis and Interpretation of Behavior*, Thomas Telford Publishing Ltd.: London, UK, 540p.
5. Guyer, J.P. (2012), *Introduction to Pumping Stations for Water Supply Systems*, Course No: C04-027, CED Engineering: Woodcliff Lake, NJ, USA, 42p.
6. Karassik, I.J., McGuire, T. (2012), *Centrifugal Pumps; Springer Science & Business Media*, Berlin/Heidelberg, Germany, 780p.
7. He, R. (2021), «Analysis and Comparison on Power Characteristics of Fixed-speed and Variable-speed Pumped Storage Unit», In *Proceedings of the 2021 IEEE International Conference on Power, Intelligent Computing and Systems (ICPICS)*, Shenyang, China, 29–31 July 2021, pp. 539–543.
8. Europump and the Hydraulic Institute (2004), *Variable Speed Pumping: A Guide to Successful Applications*, Elsevier: Amsterdam, The Netherlands, 170 p.
9. Ferreira, F.J., Fong, J.A., De Almeida, A.T. (2011), «Ecoanalysis of variable-speed drives for flow regulation in pumping systems», *Ind. Electron. IEEE Trans.* 58, 2117–2125.
10. Khafizov, I.; Gafforov, K.L.; Muxammedov, S.; Jurakulov, A. (2020), «Energy saving when using a variable frequency drive in pump installations», *J. Crit. Rev.* 2020, No 7, pp. 99–102.
11. Kan, E., Ikramov, N., Mukhammadiev, M. (2019), «The change in the efficiency factor of the pumping unit with a frequency converter», *E3S Web Conf*, No 97, 05010.
12. Viholainen, J., Tamminen, J., Ahonen, T., Ahola, J., Vakkilainen, E., Soukka, R. (2013), «Energy-efficient control strategy for variable speed-driven parallel pumping systems», *Energy Effic.* No 6, pp. 495–509.
13. Boiko A.V. (2008) *Hydrogas dynamics [Hidrohazodynamika]*, NTU «KhPI», Kharkiv, 444 p.
14. Klepikov V.B., Korotaiev P.A. (2014), «Wave processes in the electromechanical hydraulic system when starting the electric drive of the pump unit» [«Volnovye processy v jelektromehanogidravlicheskoj sisteme pri puske jelektroprivoda nasosnogo agregata»], *Technical electrodynamics*, Kyiv, No 5, pp. 131-133.

Надійшла до редакції 12.10.2024 р.