

УДК 621.65:532.528

ОБОСНОВАНИЕ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ УПРАВЛЯЕМОСТИ КАВИТАЦИОННЫМИ ПРОЦЕССАМИ В ГИДРОТРАНСПОРТНОМ КОМПЛЕКСЕ

Сердюк А.А., ассистент, Коренькова Т.В., к.т.н., доц.

*Кременчугский государственный политехнический университет имени Михаила Остроградского
39614, м. Кременчук, вул. Першотравнева, 20
E-mail: saue@polytech.poltava.ua*

Виконано аналіз досліджень, щодо впливу кавітаційних явищ на параметри гідротранспортного комплексу. Розглянуто існуючі методи зменшення негативного впливу кавітації на параметри гідравлічної системи. Розроблено математичну модель на якій виконано дослідження впливу частоти обертання робочого колеса насоса на параметри кавітації та її впливу на гідротранспортний комплекс.

Ключові слова: кавітація, канал газотворення, гідротранспортний комплекс.

The analysis of researches is executed, in relation to influence of the cavitation phenomena on the parameters of hydrotransporting complex. It is considered existing methods of diminishing of the negative influence of cavitation on the parameters of the hydraulic system. A mathematical model developed on which executed research of influence of frequency of rotation is working the wheel of pump on the parameters of cavitation and its influence on a hydrotransporting complex.

Keywords: cavitation, channel of gasification, hydrotransporting complex.

Введение. Работа гидротранспортных комплексов (ГТК) систем водо- и теплоснабжения, сопровождается различного рода переходными процессами, которые характеризуются значительными изменениями технологических параметров: давления, расхода, мощности, скорости движения жидкости и т.д. [1, 2]. Источниками переходных процессов является изменение режима работы насосного агрегата (НА), водопотребителей, отключение и включение отдельных трубопроводов или их участков, срабатывание запорно-регулирующей арматуры, изменение температуры рабочей и окружающей среды.

В тех случаях, когда давление, в каких либо местах потока снижается настолько, что становится меньше давления насыщенных паров, в гидротранспортной системе возникают кавитационные процессы, которые сопровождаются образованием в движущейся жидкости полостей, заполненных паром или газом, - кавитационных каверн [3, 4]. Каждый кавитационный пузырек растет до конечных размеров, после чего схлопывается. Расширение и схлопывание пузырька образуют полный термодинамический цикл, занимающий несколько миллисекунд. Пузырьки появляются настолько быстро, что кажутся одной каверной [4, 5].

Явление кавитации может наблюдаться в сифонных трубопроводах, при работе гидравлических турбин, центробежных насосов, на участках местных сопротивлений, где скорости потока резко возрастают [1-10].

Схлопывание пузырька сопровождается высоким давлением и температурой. Возникающие ударные волны могут привести к значительным перепадам давления, приводящим к росту потребляемой на транспортирование мощности. Кавитация неблаго-

приятно отражается на работе технологического оборудования, приводит к разрывам сплошности потока, вибрациям, шумам и эрозионному разрушению материала.

Анализ предыдущих исследований. В работах Альтшуля А.Д., Юрьева А.С., Карелина В.Я. [6-8], затрагиваются вопросы влияния кавитации на параметры гидродинамической сети. На рис. 1 приведена зависимость роста коэффициента сопротивления ζ регулирующего клапана от числа кавитации

$$\chi = \frac{2 \cdot (p - p_n)}{\rho \cdot v^2}, \text{ где } p - \text{давление жидкости, Па; } p_n -$$

давление насыщенных паров при текущей температуре жидкости, Па; ρ - плотность жидкости, кг/м^3 ; v - входная скорость жидкости [6]. Анализ кривых показал, что при некотором критическом значении числа кавитации $\chi_{кр}$, наблюдается интенсивный рост коэффициента сопротивления ζ , соответствующий протеканию кавитационных процессов.

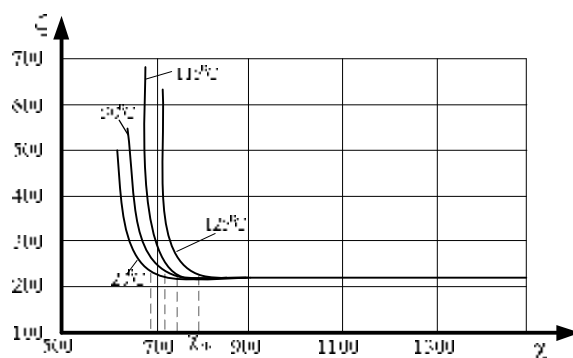


Рисунок 1 - Зависимость коэффициента сопротивления регулирующего клапана от числа кавитации

Исследование кавитации в гидравлических машинах нашло отражение в трудах Карелина В.Я., Грянко Л.П., Ломакина А.А. [8-10]. Анализ напорно-расходных и энергетических характеристик насоса при кавитационном срыве показал (рис. 2), что в случае, когда допустимая высота всасывания ниже

значения $\Delta h = \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} - \frac{P_{п}}{\rho \cdot g}$, работа турбомеханизма сопровождается кавитационными процессами. При этом внутреннее сопротивление насоса резко возрастает, что приводит к резкому падению напора и КПД насоса [8-10].

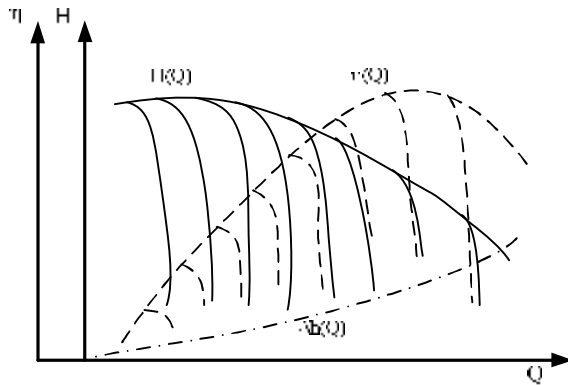


Рисунок 2 - Влияние кавитации на характеристики насоса

В работах Рождественского В.В., Пирсола И.С., Прандтля Л., Биркогофа Г. анализируется движение газового пузырька в потоке жидкости [3-5]. При этом не рассматривается влияние образования кавитационных каверн на параметры всего гидротранспортного комплекса.

Анализ [1, 2, 8] показал, что известные меры борьбы с кавитацией базируются на:

- установке трубопроводных средств защиты, предназначенных не только для предотвращения образования кавитационных разрывов сплошности потока, но и для снижения пульсаций давления в гидросистеме на базе: водовоздушных баков, аэрационных клапанов, резервуаров для впуска воды, водонапорных колонн. Водовоздушные баки оказывают смягчающее влияние на изменение давления при переходных процессах, снижают как повышение, так и понижение давления, тем самым, предотвращая образование разрывов сплошности потока в трубопроводе. Однако, при их использовании и наличии обратных клапанов в напорных линиях условия протекания переходных процессов при внезапной остановке насосного агрегата могут ухудшиться. Аэрационные клапаны впрыскивают воздух в образовавшиеся при гидравлическом ударе разрывы сплошности потока, воздух сжимается, что приводит к снижению давления. Устанавливается такая арматура в переломных точках профилей трубопровода, что, однако, имеет и отрицательную сторону – при впуске воздуха объем разрыва сплошности потока искусственно увеличивается. Впуск воды эф-

фективнее, чем воздуха, но и более дорогой. Установка водонапорных колонн решает проблему, однако для эффективной работы необходима значительная их высота, а следовательно, и стоимость;

- поддержании допустимой высоты всасывания насоса, исключающей возникновение разрежений во всасывающем патрубке и рабочем колесе насоса;
- изменении угла обтекания лопастей рабочего колеса гидромашин, проектирование лопаток в форме слабо изогнутых профилей со скругленными кромками;
- покрытии гидравлических поверхностей более стойким к разрушению кавитацией материалом и др.

Такие средства снижения кавитации являются дорогостоящими и сложными, и направлены либо на уменьшение разрушающего действия кавитации, либо приводят к увеличению числа кавитации. В связи с этим является актуальным поиск путей снижения влияния кавитации на параметры гидротранспортного комплекса в целом.

Цель работы – исследование динамических характеристик насосного комплекса с регулируемым электроприводом и кавитационными процессами в трубопроводной магистрали.

Материал и результаты исследований. Явление кавитации в трубопроводе сопровождается нарушением сплошности потока, обусловленным появлением каверн, заполненных паром и/или газом, объемом [11, 12]:

$$W_{\text{кав}} = \Delta t \cdot \sum_{j=1}^{i=N} Q_{i,j}, \quad (1)$$

где Δt - интервал времени наличия кавитации;

$\sum_{j=1}^{i=N} Q_{i,j}$ - разница расходов на i -ом и j -ом участках трубопровода.

Увеличение объема каверны приводит к уменьшению диаметра потока:

$$d_{\text{пот}} = d_{\text{тр}} - \sqrt[3]{\frac{6 \cdot W_{\text{кав}}}{\pi}}, \quad (2)$$

и, соответственно, к росту гидравлического сопротивления:

$$R_c = \frac{8 \cdot \lambda \cdot l}{d_{\text{пот}}^5 \cdot \pi^2 \cdot g}, \quad (3)$$

где $d_{\text{тр}}$ - геометрический диаметр трубопровода;

l - длина трубы; $\lambda = \frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}}$ - гидравлический коэффициент трения;

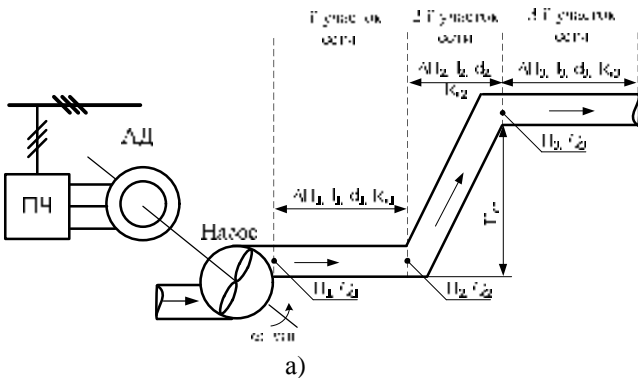
$\text{Re} = \frac{v \cdot d_{\text{пот}}}{\nu}$ - число Рейнольдса;

$\nu = \frac{177.5 \cdot 10^{-8}}{1 + 0.0337 \cdot T + 0.000221 \cdot T^2}$ - кинематическая вязкость (для воды);

$g=9,81$ - ускорение свободного падения; T - температура жидкости.

В результате возрастают потери напора в трубопроводе $\Delta H = R_c \cdot Q^2$, сопровождающиеся дополнительными затратами энергии на перемещение рабочей среды и снижением КПД гидротранспортного комплекса.

Анализ динамических режимов в ГТК без учета кавитационных явлений и с учетом этих процессов выполнен применительно к насосной станции, технологическая схема которой включает (рис. 3, а): преобразователь частоты (ПЧ), асинхронный двигатель (АД), насос и гидравлическую сеть, представленную тремя различными участками трубопровода



каждый из которых характеризуется собственными параметрами. На рис. 3, б) приведены напорно-расходные характеристики, отражающие распределение потерь напора в ГТК для трех последовательных соединенных участков гидросети. Напор на выходе насоса равен алгебраической сумме потерь напора в трубопроводе:

$$H_1 = \Delta H_1 + \Delta H_{21} + \Delta H_3 + H_{ст}, \quad (4)$$

где $\Delta H_1, \Delta H_2, \Delta H_3$ - потери напора на каждом участке трубопровода; $H_{ст}$ - статический напор.

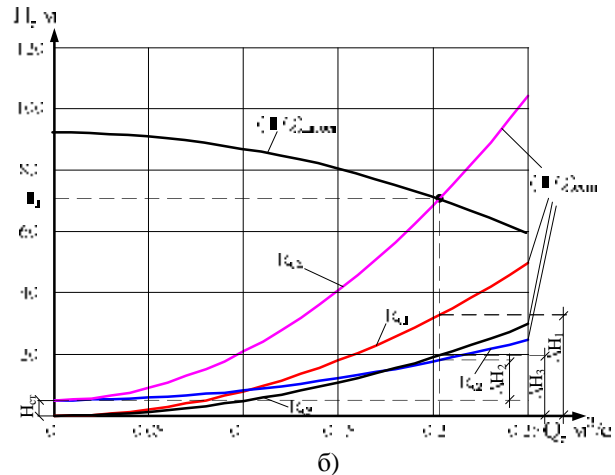


Рисунок 3 – Технологическая схема а) и напорно-расходные характеристики б) насосного комплекса при работе на гидравлическую сеть

Структурная схема модели ГТК (рис. 4) с учетом кавитационных процессов включает:

- преобразователь частоты, представленный аperiодическим звеном первого порядка

$$W_{пч}(t) = \frac{U_m(t)}{f(t)} = \frac{k_{пч}}{T_{пч} \cdot p + 1}, \quad (5)$$

где $U_m(t)$ - напряжение на выходе ПЧ; $f(t)$ - частота питающего напряжения; $k_{пч}, T_{пч}$ - коэффициент пропорциональности и постоянная времени ПЧ, соответственно;

- асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором, математическое описание которого выполнено на базе модели в "u, v, 0" - координатах [13];

- насос, напорно-расходная характеристика которого описывается аппроксимационным полиномом

$$H_{нас}(t) = A_2 \cdot v(t)^2 + B_2 \cdot v(t) \cdot Q_{нас}(t) + C_2 \cdot Q_{нас}(t)^2, \quad (6)$$

и передаточной функцией вида

$$W_{ил}(t) = \frac{Q_{нас}(t)}{H_{нас}(t) - \Delta H_{\Sigma}(t)} = \frac{k_n}{T_1 \cdot p + 1}, \quad (7)$$

где $\Delta H_{\Sigma}(t) = \Delta H_1(t) + \Delta H_i(t) + \Delta H_{i+1}(t) + H_{ст}(t)$ - суммарные потери напора во всей гидросети; $T_1 = T_n + T_{c1}$ - время прохождения жидкости через насос и прилегающий к нему трубопровод; T_n - постоянная времени насоса [12]; $T_{c1} = \frac{l_i}{v_i}$ - время про-

хождения жидкости по участку гидросети; v_i - скорость движения жидкости в i-ом участке трубы A_2, B_2, C_2 - коэффициенты аппроксимации, определяемые по паспортной характеристике турбомашины;

- трубопроводную сеть, представленную многозвенной структурой, что позволяет исследовать переходные процессы сложной коммуникационной сети, состоящей из параллельно и/или последовательно соединенных участков трубопровода. Математическое описание i-го участка сети имеет вид:

$$W_{i1}(t) = \frac{Q_i(t)}{H_i(t) - \Delta H_i(t) - \Delta H_{i+1}(t)} = \frac{k_i}{T_i \cdot p + 1};$$

$$W_{i2}(t) = \frac{\Delta H_i(t)}{Q_i(t) - Q_{OCi}(t)} = \frac{C_i}{p}; \quad (8)$$

$$W_{i3} = \frac{Q_{OCi}^2(t)}{\Delta H_i(t)} = R_{ci}(t),$$

где $\Delta H_i(t), \Delta H_{i+1}(t)$ - потери напора на рассматриваемом и последующих участках гидросети, соответственно; $C_i = \frac{W_{pi}}{Q_i} = \frac{\pi \cdot d_{pi}^2 \cdot l_i}{4 \cdot Q_i}$ - постоянная

времени заполнения трубопровода жидкостью (для трубопровода круглого сечения); $Q_i(t)$ - производительность в i-ом участке трубопровода; R_{ci} - гидравлическое сопротивление трубопровода, определяется выражением (3); W_{pi} - объем i-го участка

гидросети; $d_{\text{три}}$ – діаметр i -го участка трубопровода; $\Delta H_{\Sigma}(t) = \Delta H_1(t) + \Delta H_2(t) + \Delta H_3(t) + H_{\text{СТ}}(t)$ – суммарні втрати напора во всій гидросеті; $H_2(t) = H_1(t) - \Delta H_1(t)$ – напор на вході во второй участок трубопровода; $\Delta H_{\Sigma 2}(t) = \Delta H_2(t) + \Delta H_3(t) + H_{\text{СТ}}(t)$ – суммарні втрати напора на втором и третьем участках гидросети; $H_3(t) = H_2(t) - \Delta H_2(t)$ – напор на вході в третий участок трубопровода.

В случає, когда имеет место изменение температуры, а давление на участке трубопровода становится меньше давления насыщенных паров

$p < p_{\text{п}} = a + b \cdot T + c \cdot T^2 + d \cdot T^3 + e \cdot T^4$, в потоке жидкости будет наблюдаться образование кавитационных каверн объемом (1). При этом изменится плотность жидкости $\rho = \frac{\rho_{20}}{1 + \beta_1(T - T_0)}$, и, соответственно, коэффициент пропорциональности $K_{\text{п}} = \frac{1}{\rho \cdot g}$ в выражении $H_1(t) \leq H_{\text{п}}(t) = p_{\text{п}}(t) \cdot K_{\text{п}}$. Структурная схема модели канала газообразования приведена на рис. 5.

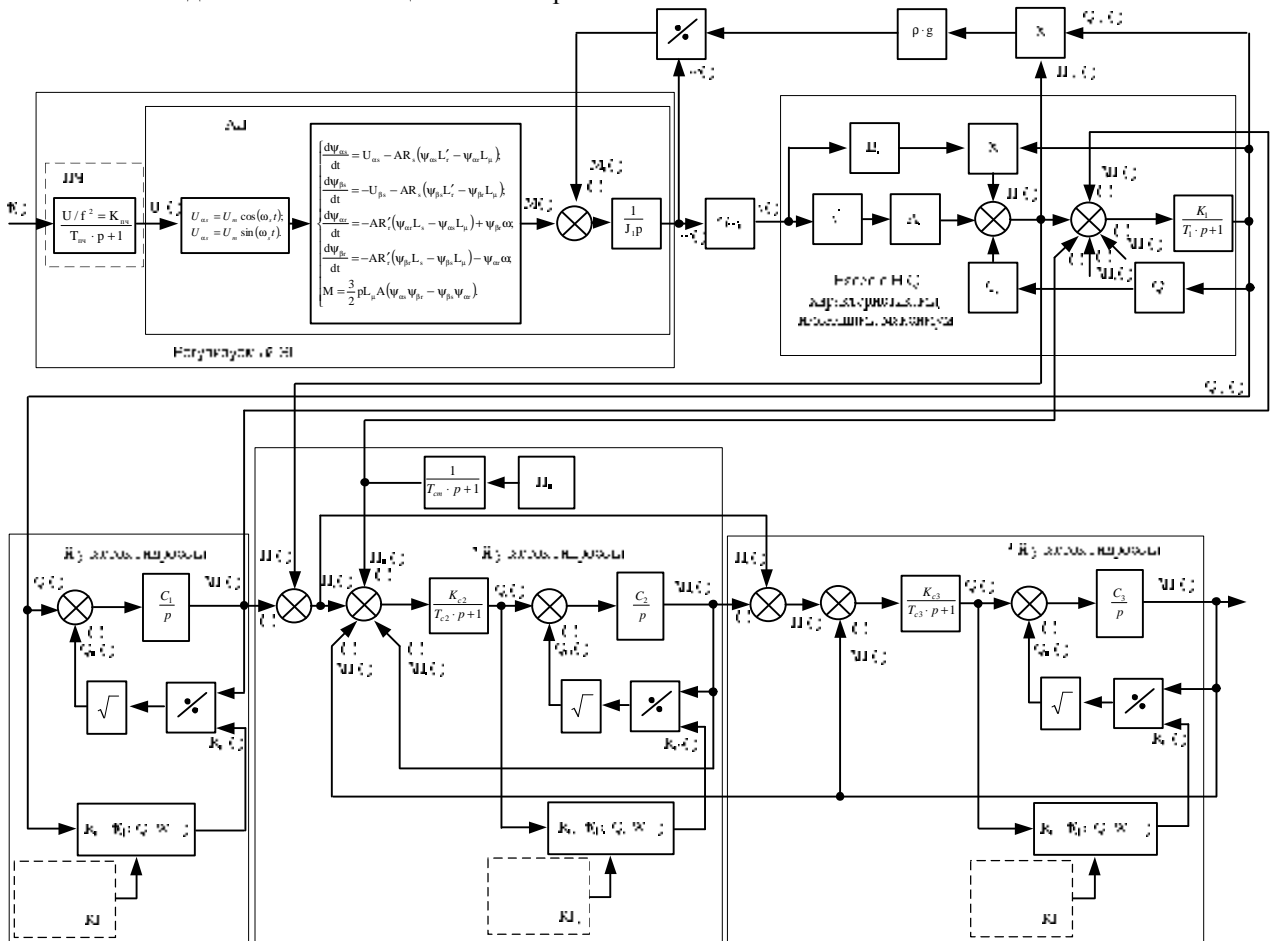


Рисунок 4 – Структурная схема модели ГТК с учетом кавитационных явлений

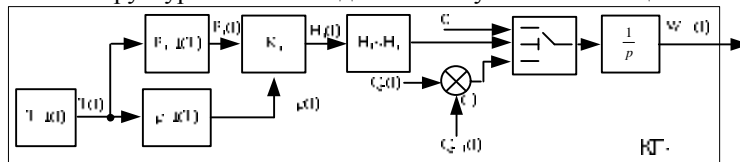


Рисунок 5 – Структурная схема модели канала газообразования

В ходе исследования математической модели ГТК с параметрами: $H_{\text{н}} = 75$ м, $Q_{\text{н}} = 648$ м³/с, $H_0 = 92$ м, $\omega_{\text{н}} = 303$ с⁻¹, $P_{\text{н}} = 176$ кВт, $\eta_{\text{н}} = 0.75$; $T_{\text{н}} = 25$ °С, $l = 1000$ м, $d = 0.4$ м, $W = 125.6$ м³, получены технологические характеристики (произ-

водительность и напор) каждого из участков трубопровода (рис. 6, а), а также изменение во времени возмущающего фактора (температуры) с последующим ее влиянием на образование кавитации и изменение потерь напора в трубопроводе (рис. 6, б).

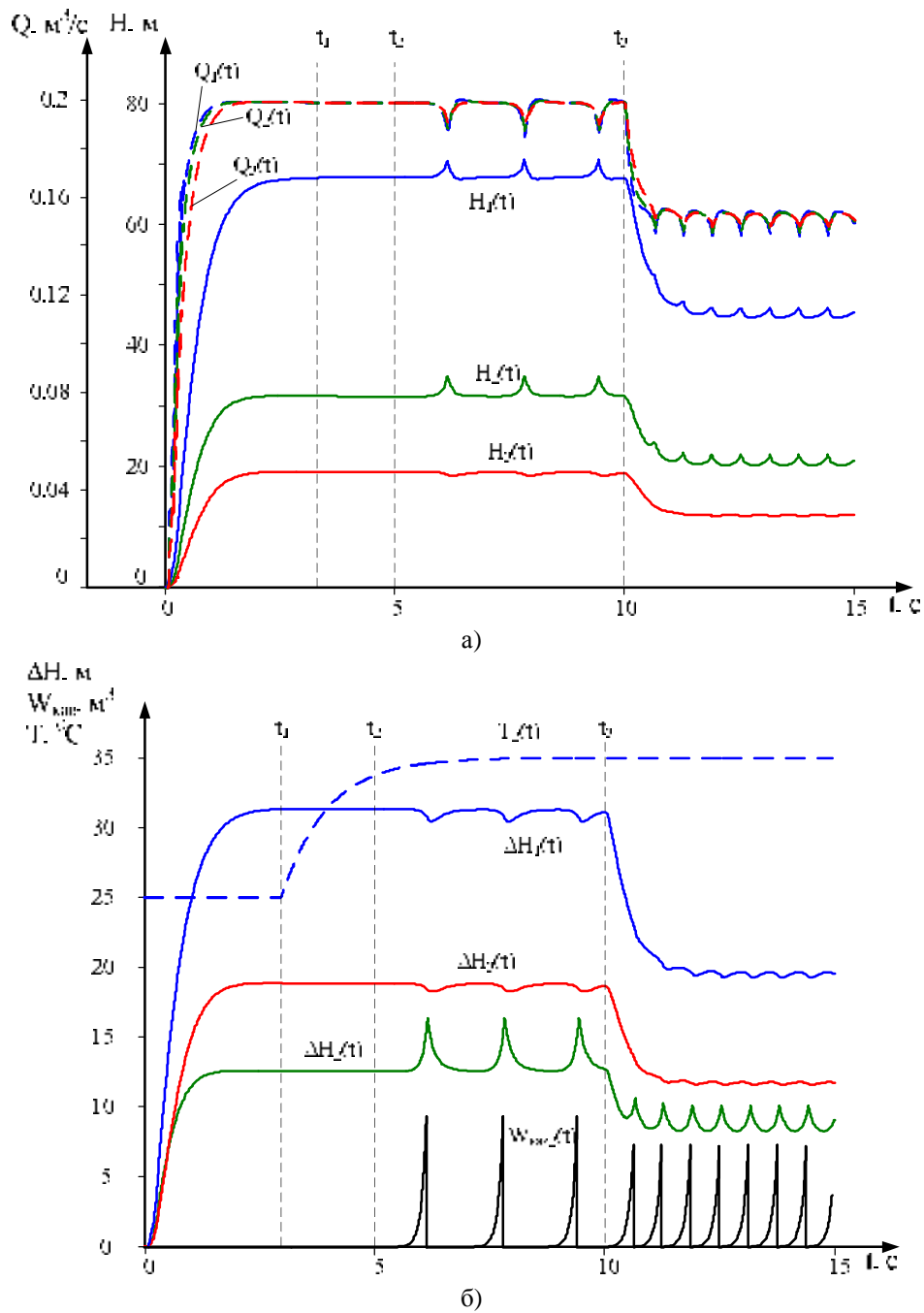


Рисунок 6 – Кривые изменения технологических параметров насосного комплекса с учетом кавитационных явлений в трубопроводе:

$T_2(t)$ - температура транспортируемой жидкости второго участка гидросети; $H_1(t)$, $H_2(t)$, $H_3(t)$ - напор на входе в каждый из участков трубопровода, соответственно; $\Delta H_1(t)$, $\Delta H_2(t)$, $\Delta H_3(t)$ - потери напора в трубопроводе на каждом из участков; $Q_1(t)$, $Q_2(t)$, $Q_3(t)$ - расход жидкости на каждом участке трубопровода; $W_{\text{kav}2}(t)$ - объем кавитационной каверны во втором участке гидросети

Анализ кривых показал, что работа насоса в интервале $0 - t_1$ характеризуется постоянством технологических параметров, обусловленным отсутствием канала газообразования.

В момент времени $t_1 - t_2$ наблюдается рост температуры жидкости второго участка гидросети на 10°C , что сопровождается незначительным измене-

нием технологических параметров $H_1(t)$, $H_2(t)$, $H_3(t)$, $Q_1(t)$, $Q_2(t)$, $Q_3(t)$. Когда давление на 2-м участке становится меньше давления насыщенных паров (момент времени t_2), происходит образование кавитационных полостей объемом $W_{\text{kav}2}(t)$ (рис. 6, б), которые, при достижении определенного

размера, схлопуються, що приводить до періодичним коливанням гідравлического опору, і, відповідно, до змін технологічних параметрів ГТК – втрат напора $\Delta H_1(t)$, $\Delta H_2(t)$, $\Delta H_3(t)$, вільного напора $H_1(t)$, $H_2(t)$, $H_3(t)$ і продуктивності $Q_1(t)$, $Q_2(t)$, $Q_3(t)$ (рис. 6). Аналіз кривих в інтервалі часу $t_2 - t_3$ показав, що зміна температури другого ділянки мережі на 10°C призводить до зростання втрат напора в ній $\Delta H_2(t)$ на 30%. Також, слід зазначити, що наявність статичного напора на наступній ділянці трубопроводу зменшує вплив кавітації на наступний ділянку, що супроводжується незначительними коливаннями напора на третій ділянці мережі.

Момент часу $t_3 = 10$ с характеризується зменшенням частоти обертання робочого колеса насоса на 20% нижче номінальної, що призводить до змін технологічних параметрів всього комплексу. Видно, що при цьому відбувається зменшення об'єму кавітної $W_{\text{кав}2}(t)$ на 40% і, відповідно, гідравлического опору. Для розглянутого ГТК зменшення частоти обертання призводить до зменшення амплітуди хвильових процесів зміни напора $H_2(t)$, витрати $Q_2(t)$ і втрат енергії на тертя $\Delta H_2(t)$ в два рази.

Висновки. Виконаний аналіз досліджень, що стосуються проблеми кавітації в системах водопостачання, показав, що відсутні загальні підходи і математична формалізація впливу кавітаційних процесів на технологічні і енергетичні параметри гідротранспортного комплексу.

Існуючі методи боротьби з кавітацією не передбачають можливостей управління кавітаційними процесами з метою підвищення ефективності роботи гідротранспортних систем.

Розроблена математична модель гідротранспортного комплексу, що враховує кавітаційні процеси в трубопроводній мережі, дозволяє дослідити динамічні режими роботи систем водопостачання при різних умовах виникнення кавітації для складної конфігурації трубопроводів з встановленою запорно-регулюючою арматурою і т.п.

Доказано, що використання регульованого електропривода в насосних установках призводить не тільки до зменшення споживаної потужності насоса, але і до зменшення втрат енергії на транспортування рідини шляхом зменшення опору гідравлическої мережі в трубопроводі. При цьому, швидкість потоку, при якій кавітація зникає, визначається умовою

$$V_{\min} < \sqrt{\frac{2 \cdot (p - p_{\text{п}})}{\rho \cdot \chi_{\min}}}, \text{ где } \chi_{\min} - \text{число кавітації,}$$

відповідне початку процесу пароутворення,

що дозволяє знайти граничну частоту обертання робочого колеса насоса.

Створення систем управління гідротранспортними комплексами з використанням регульованого електропривода дозволить керувати кавітаційними явищами в трубопроводній мережі, уникати розриву цілості потоку, знизити пульсації тиску в мережі вище допустимих значень.

ЛІТЕРАТУРА

1. Вишневікий К. П. Перехідні процеси в напорних системах водопостачання. – М.: Агропромиздат, 1986. – 135 с.
2. Лямаєв Б.Ф., Небольсін Г.П., Нелюбов В.А. Стационарні і перехідні процеси в складних гідросистемах. Методи розрахунку на ЕВМ. Під ред. Б.Ф. Лямаєва. – Л.: «Машинобудування», 1978. – 192 с.
3. Різдвянський В.В. Кавітація. Л.: «Судобудування», 1977. – 247 с.
4. Пірсол І. Кавітація. М.: «МІР», 1975. – 94 с.
5. Прандтль Л. Гідроаеромеханіка. – Іжевск: НІЦ «Регулярна і хаотична динаміка», 2000. – 576 с.
6. Альтшуль А.Д., Животовський Л.С., Іванов Л.П. Гідродинаміка і аеродинаміка. – М.: Стройиздат, 1987. – 414 с.
7. Юрьєв А.С. і др. Справочник по розрахунку гідравлических і вентиляційних систем. – С.-Пб.: АНО НПО «Мир і сім'я», 2001. – 1154 с.
8. Карелін В.Я. Кавітаційні явища в центробіжних і осевих насосах. Вид. 2-е, перероб. і доп. М.: «Машинобудування», 1975. – 336 с.
9. Грянко Л.П., Папіра А.Н. Лопатні насоси. – Л.: Машинобудування, 1975. – 432 с.
10. Ломакін А.А. Центробіжні і осеві насоси. Вид. 2-е, перероб. і доп. – Л.: Машинобудування, 1966. – 364 с.
11. Коренькова Т.В., Сердюк А.А. Модель гідротранспортної системи з контуром газоутворення в проточній частині // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Зб. наук. пр. КДПУ. – Вип. 4(33). – Кременчук: КДПУ, 2005. – С. 153-157.
12. Коренькова Т.В., Сердюк А.А. Модель гідротранспортної системи з контуром газоутворення в проточній частині // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Зб. наук. пр. КДПУ. – Вип. 4(33). – Кременчук: КДПУ, 2005. С. 153-157.
13. Черний А. П. і др. Моделювання електромеханічних систем. – Кременчук, 2001. – 376 с.

Стаття надійшла 10.04.2008р.

Рекомендована до друку д.т.н., проф. Родькіним Д.Й.