

УДК 532.595.2

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛЕЙ ВОДОПРОВОДНЫХ НАСОСНЫХ КОМПЛЕКСОВ

*Сердюк А.А., ассистент, Коренькова Т.В., к.т.н., доц.**Кременчугский государственный политехнический университет**39614, г. Кременчуг, ул. Первомайская, 20**E-mail: serduk@link.pl.ua*

В статті розроблена модель складного водопровідного насосного комплексу, що ураховує роботу декількох паралельно включених насосних агрегатів з регульованим та нерегульованим електроприводом та різними напірно-витратними характеристиками. Гідравлічна мережа представлена i -ми ланками з змінними параметрами та каналом газоутворення, що ураховує кавітаційні процеси в трубопровідній мережі.

Ключові слова: кавітація, канал газоутворення, гідротранспортний комплекс.

In article the model of the complex water pump complex which is taking into account work of several in parallel included pump units with the adjustable both no controllable electric drive and different pressure-account characteristics is developed. The hydraulic network is submitted i by sites with variable parameters and the channel gas generation, taking into account cavitations processes in a pipeline network.

Key words: cavitations, the channel gas generation, a hydrotransport complex.

Введение. В большинстве случаев технологические схемы водопроводных насосных комплексов (НК) систем коммунального и промышленного водоснабжения включают в свой состав:

- нерегулируемый электропривод насосов на базе синхронных или асинхронных электродвигателей;

- центробежные насосы с разными схемами включения агрегатов и различными по виду напорно-расходными ($H-Q$) характеристиками (пологими, с явно выраженным максимумом, круто спадающими);

- гидродинамическую сеть сложной конфигурации - участками, различающимися диаметром, длиной, материалом трубы, шероховатостью стенок с установленной гидрозащитной и регулировочной арматурой (обратными клапанами (ОК), задвижками, вентилями и т.д.).

Режим работы НК характеризуется протеканием стационарных и нестационарных переходных процессов. Причем к первым относятся: пуск, остановка и регулирование производительности насосных агрегатов (НА); ко вторым – помпажные и кавитационные явления, приводящие к неустойчивой работе и повышенному износу технологического оборудования [1].

Особого внимания заслуживают кавитационные процессы в трубопроводной сети, которые сопровождаются образованием пузырьков разного объема (кавитационных каверн), заполненных газом или паром, возникающих при изменении температуры или давления потока жидкости, больших местных ускорениях или вибрации тел, обтекаемых жидкостью [1, 2]. Кавитационные каверны перемещаются в верхнем слое потока и приводят к изменению объема жидкости, что, соответственно, влияет на величину гидродинамического сопротивления трубопровода. В случае попадания пузырька в область высокого давления происходит его конденсация (схлопывание). Резкое изменение гидравлического сопро-

тивления участка трубопровода приводит к росту потерь напора на гидротранспортирование, снижению КПД насосного комплекса. Кавитационные процессы сопровождаются повышенным износом технологического оборудования вследствие эрозии и могут привести к полному прекращению течения жидкости из-за образования воздушной пробки или к гидравлическим ударам [2].

Анализ предыдущих исследований. Анализ известных способов математического описания гидродинамических сетей, выполненный в [1-4], показал, что, в большинстве случаев, процессами газообразования в трубопроводе пренебрегают, вводя допущения о несжимаемости жидкости, постоянстве температуры и плотности среды, не учитывая потерь напора на местных сопротивлениях, что оказывает существенное влияние на динамические процессы, протекающие в НК. Кроме того, существующие подходы математического описания гидротранспортных комплексов (ГТК) не рассматривают их с позиций целостности и взаимосвязи систем электропривода, технологического механизма, коммуникационной сети, где изменение параметров и режима работы каждой из них важны при исследовании характеристик и показателей функционирования всего технологического комплекса.

Цель работы. Разработка математического аппарата и структурных схем для описания сложных ГТК, учитывающих режимы работы и характеристики регулируемого и нерегулируемого НА, а также свойства реальной гидравлической сети с учетом кавитационных явлений.

Материалы и результаты исследований. Структурная схема простейшего НК (рис. 1) состоит из нерегулируемого привода насоса с пологими $H-Q$ характеристиками, работающего на простую трубопроводную сеть с постоянными параметрами: противодавление отсутствует $H_{CT}=0$, гидродинамиче-

ское сопротивление трубопровода не меняется $R_C = \text{const}$.

Центробежный насос с пологой напорно-расходной характеристикой может быть описан зависимостью вида [5]:

$$\begin{aligned} H_{\text{НАС}}(t) &= H_0(t) \cdot v(t)^2 - \Delta H(t) = \\ &= H_0(t) \cdot v(t)^2 - R_B \cdot Q_{\text{НАС}}^2(t), \end{aligned} \quad (1)$$

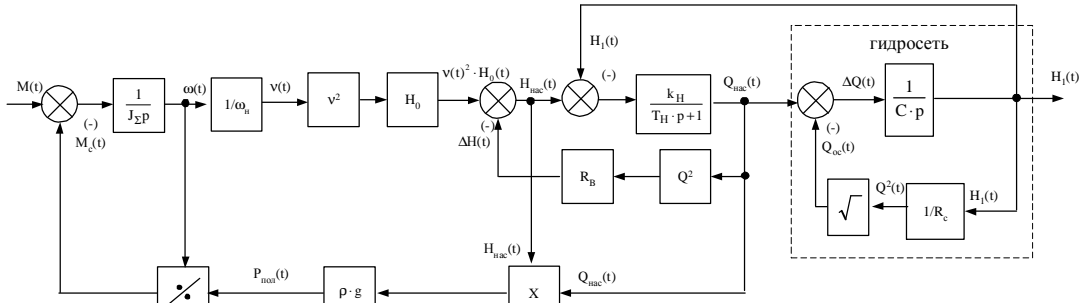


Рисунок 1 – Структурная схема ГТК с нерегулируемым приводом насоса с пологими характеристиками, работающего на трубопроводную сеть

Насос – инерционный механизм, постоянная времени которого T_H обусловлена временем прохождения жидкости со всасывающего патрубка в напорный [6]. Тогда передаточная функция насоса имеет вид апериодического звена первого порядка:

$$W_{\text{НАС}}(t) = \frac{Q_{\text{НАС}}(t)}{H_{\text{НАС}}(t) - H_1(t)} = \frac{k_H}{T_H \cdot p + 1}, \quad (2)$$

где $k_H = \frac{Q_H}{H_H}$ – коэффициент пропорциональности насоса;

$T_H = \frac{4 \cdot (D_2 - D_1)}{\Omega_{\text{отн}} \cdot z_p \cdot \ln \frac{D_2}{D_1}}$ – постоянная времени насоса;

c ; $H_1(t)$ – потери напора в трубопроводе, м; D_1, D_2 – входной и выходной диаметры круговой решетки рабочего колеса насоса соответственно, м; $\Omega_{\text{отн}}$ – относительная скорость жидкости в межлопаточном пространстве круговой решетки, м/с; z_p – число лопаток круговой решетки.

Момент сопротивления, создаваемый турбомеханизмом:

$$M_c(t) = \frac{P_{\text{пол}}(t)}{\omega(t)} = \frac{\rho \cdot g \cdot H_{\text{НАС}}(t) \cdot Q_{\text{НАС}}(t)}{\omega(t)}, \quad (3)$$

где $P_{\text{пол}}(t)$ – полезная мощность насоса, Вт; ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; $g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения; $\omega(t)$ – угловая скорость вращения рабочего колеса насоса, с⁻¹.

Анализ энергетического баланса для участка трубопроводной сети, приведенный в [4], показал, что при перемещении жидкости имеют место три составляющих энергии: активная, кинетическая и потенциальная. В виду того, что источником кинетической составляющей для прилегающего трубопровода является сам турбомеханизм, то гидравлическая сеть, в данном случае, описывается активной

где $R_B = \frac{H_0 - H_H}{Q_H^2}$ – внутреннее сопротивление на-

соса, с²/м⁵; Q_H – номинальная подача насоса, м³/с; H_H – номинальный напор насоса, м; H_0 – напор, развиваемый насосом при нулевой подаче; $Q_{\text{НАС}}(t)$ – производительность на выходе НА, м³/с.

В случае нерегулируемого насоса относительная частота вращения рабочего колеса $v(t)=1,0$.

и потенциальной составляющими, где первая учитывает потери напора на преодоление гидравлического сопротивления трубопровода, а вторая характеризует время заполнения трубопровода жидкостью.

С учетом вышесказанного, передаточная функция сети имеют следующий вид:

$$W_C(t) = \frac{H_1(t)}{Q_{\text{НАС}}(t) - Q_{\text{ОС}}(t)} = \frac{1}{C \cdot p}, \quad (4)$$

где $C = \frac{V}{Q_C} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4 \cdot Q_C}$ – постоянная времени заполнения трубопровода жидкостью (для трубопровода круглого сечения); $Q_C(t)$ – производительность в трубопроводе (для схемы на рис. 1 $Q_C(t)=Q_{\text{НАС}}(t)$);

$Q_{\text{ОС}}(t) = \sqrt{\frac{H_1(t)}{R_C(t)}}$ – потери производительности в гидросети, м³/с; $R_C = \frac{H_{\text{max}}}{Q_{C\text{max}}}$ – сопротивление тру-

бопровода, с²/м⁵; $H_{\text{max}}, Q_{C\text{max}}$ – напор и расход в трубопроводе при номинальном режиме работы НК, м, м³/с соответственно; L – длина трубопровода, м; V – объем трубопровода, м³; D – диаметр трубопровода, м.

На практике насосные станции коммунального и промышленного секторов страны обычно характеризуются работой одного или нескольких параллельно включенных центробежных насосов, в большинстве случаев, с регулируемым и нерегулируемым электроприводами переменного тока, работающими на разветвленную коммуникационную сеть с меняющимся противодавлением $H_{\text{СТ}}$ и гидродинамическим сопротивлением R_C , обусловленных профилем трубопровода и режимом работы потребителя.

Структурная схема сложного ГТК приведена на рис. 2. Насосная установка включает два параллельно работающих центробежных турбомеханизма: первый агрегат - с регулируемым асинхронным электроприводом и Н-Q характеристикой, имеющей максимум; второй НА – нерегулируемый, с пологой Н-Q характеристикой.

Напорно-расходная характеристика насоса с максимумом описывается выражением вида [5]:

$$H_{НАСi}(t) = A_2 \cdot v_1^2(t) + B_2 \cdot v_1(t) \cdot Q_{НАСi}(t) + C_2 \cdot Q_{НАСi}^2(t), \quad (5)$$

где A_2, B_2, C_2 – коэффициенты аппроксимации, определяемые по паспортной характеристике турбомашин.

С учетом вышесказанного, передаточная функция насоса имеет вид:

$$W_{НАСi}(t) = \frac{Q_{НАСi}(t)}{H_{НАСi}(t) - H_1(t) - H_i(t)} = \frac{k_{Hi}}{T_{Hi} \cdot p + 1}, \quad (6)$$

где $H_1(t), H_i(t)$ – потери напора на 1-м и i-ом участках трубопровода, м.

Мощность, подводимая к валу центробежной машины, в общем случае, равна:

$$P_{потi}(t) = A_3 \cdot v^2(t) \cdot Q_{НАСi}(t) + B_3 \cdot v_1(t) \cdot Q_{НАСi}^2(t) + D_3 \cdot v_1^3(t), \quad (7)$$

где A_3, B_3, D_3 – коэффициенты аппроксимации энергетической характеристики насоса.

С учетом (5), (7) полезная мощность и КПД насоса определяются выражениями вида, соответственно:

$$P_{попi}(t) = \rho \cdot g \cdot (A_2 \cdot v_1^2(t) \cdot Q_{НАСi}(t) + B_2 \cdot v_1(t) \cdot Q_{НАСi}^2(t) + C_2 \cdot Q_{НАСi}^3(t)); \quad (8)$$

$$\eta_{тmi} = \frac{P_{попi}(t)}{P_{потi}(t)} = \frac{\rho \cdot g}{1000} \cdot \frac{(A_2 \cdot v_1^2(t) \cdot Q_{НАСi}(t) + B_2 \cdot v_1(t) \cdot Q_{НАСi}^2(t) + C_2 \cdot Q_{НАСi}^3(t))}{(A_3 \cdot v_1^2(t) \cdot Q_{НАСi}(t) + B_3 \cdot v_1(t) \cdot Q_{НАСi}^2(t) + D_3 \cdot v_1^3(t))}. \quad (9)$$

В качестве регулируемого и нерегулируемого электроприводов насосов используются асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором, математическое описание которых выполнено на базе модели в “u, v, 0” - координатах [7].

Как отмечалось выше, реальная гидросеть отличается наличием статического напора и гидродинамического сопротивления, различных для каждого участка трубопровода, а также возможностью возникновения кавитационных явлений (движение жидкости в водопроводных НК носит турбулентный характер, где скорость потока изменяется в пределах 1 - 3 м/с). В связи с этим, коммуникационная сеть представлена совокупностью i-тых участков трубопровода (рис. 2), каждый из которых характеризуется своей длиной, диаметром, геодезическим перепа-

дом, установленной регулировочной арматурой, наличием каналов газообразования и т.д.

Тогда, передаточные функции сети имеют вид:

$$W_{C1}(t) = \frac{H_1(t)}{Q_{НАС1}(t) + Q_{НАС2}(t) - Q_{ОС1}(t)} = \frac{1}{C_1 p}; \quad (10)$$

$$W_{Qi}(t) = \frac{Q_i(t)}{H_1(t) - H_i(t)} = \frac{k_{Ci}}{T_{Ci} \cdot p + 1}; \quad (11)$$

$$W_{Ci}(t) = \frac{H_i(t)}{Q_i(t) - Q_{ОСi}(t)} = \frac{1}{C_i p}; \quad (12)$$

где $Q_{ОС1}(t) = \sqrt{\frac{H_1(t) - H_i(t)}{R_{C1}(t)}}$, $Q_{ОСi}(t) = \sqrt{\frac{H_i(t)}{R_{C1}(t)}}$ -

потери производительности в гидросети на первом и i-ом участках соответственно, м³/с;

$C_i = \frac{V_i}{Q_{Ci}} = \frac{\pi \cdot D_i^2 \cdot L_i}{4 \cdot Q_{Ci}}$ - постоянная времени заполнения i-го участка трубопровода жидкостью (для трубопровода круглого сечения); V_i – объем i-го участка трубопровода, м³; Q_{Ci} – производительность

в i-ом участке трубопровода, м³/с; $R_{Ci} = \frac{H_{maxi}}{Q_{Cmaxi}}$ -

собственное гидравлическое сопротивление участка сети, с²/м⁵; H_{maxi}, Q_{Cmaxi} – напор и расход в i-ом участке трубопровода при номинальном режиме работы

НК, м и м³/с соответственно; $k_{Ci} = \frac{Q_{Hi}}{H_{Hi}}$ - коэффициент гидравлической сети; $T_{Ci} = \frac{L_i}{v_i}$ - время про-

хождения жидкости по участку трубопровода, с; L_i – длина i-го участка трубопровода, м; v_i – скорость течения в i-ом участке трубопровода, м/с.

При установке в напорном патрубке НА обратного клапана, срабатывающего при обратном потоке жидкости должны выполняться следующие условия:

$$\text{- при } H_{рабi}(t) > 0, Q_{НАСi}(t) = \frac{H_{рабi}(t) \cdot k_{Hi}}{T_{Hi} \cdot p + 1};$$

$$\text{- при } H_{рабi}(t) \leq 0, Q_{НАС}(t) = 0.$$

Запорно-регулирующая арматура, устанавливаемая в трубопроводной сети, представляет собой инерционный элемент, сопротивление которого изменяется в зависимости от угла его открытия и описывается аperiодическим звеном первого порядка:

$$W_{ЗAD}(t) = \frac{R_{ЗAD}(t)}{\alpha(t)} = \frac{k_{ЗAD}}{T_{ЗAD} \cdot p + 1}, \quad (13)$$

где $R_{ЗAD}(t)$ – сопротивление задвижки, с²/м⁵; $\alpha(t)$ – угол открытия задвижки, град; $k_{ЗAD}$ – коэффициент задвижки (определяется из паспортных данных задвижки); $T_{ЗAD}$ – время закрытия задвижки, с.

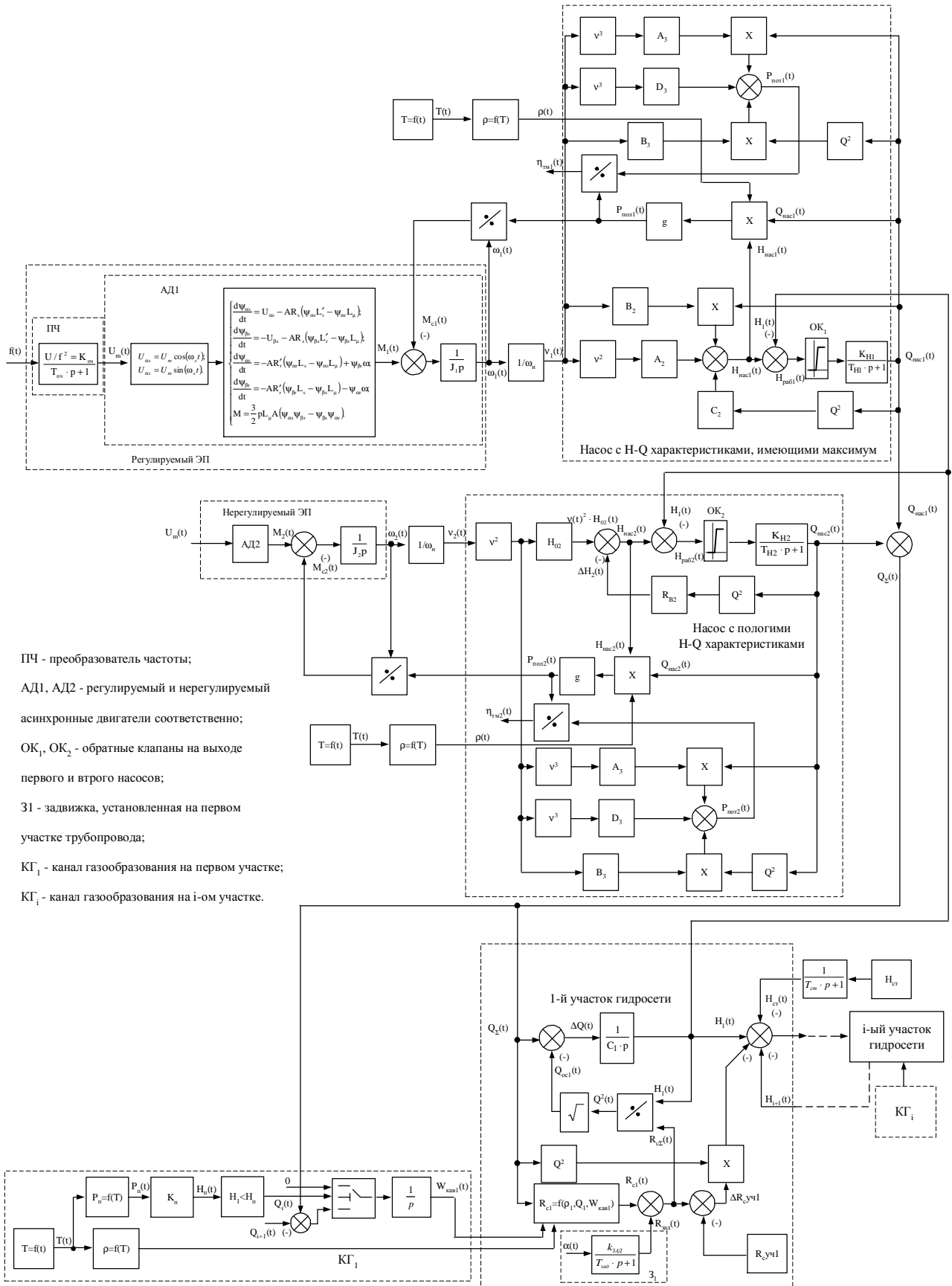


Рисунок 2 – Структурная схема ГТК с параллельно работающими насосами на трубопровод с i-тым количеством участков и каналом газообразования

Повышение температуры в потоке жидкости приводит к росту давления насыщенных паров и снижению плотности транспортируемой рабочей среды, что представлено каналом газообразования в структурной схеме (рис. 2).

Зависимость давления парообразования от температуры потока имеет вид:

$$p_{\Pi} = a + b \cdot T + c \cdot T^2 + d \cdot T^3 + e \cdot T^4; \quad (14)$$

где $a = 371,1361$, $b = 55,1464$, $c = 2,2576$, $d = -0,01703$, $e = 8,97996 \cdot 10^{-4}$ - коэффициенты аппроксимации; T - температура жидкости, $^{\circ}\text{C}$.

Изменение плотности жидкости от температуры описывается выражением:

$$\rho = \frac{\rho_{20}}{1 + \beta_1(T - T_0)}, \quad (15)$$

где ρ_{20} - плотность жидкости или газа при температуре 20°C ; T_0 - температура, равная 20°C ; β_1 - коэффициент температурного расширения (для воды $\beta_1 = 0,000014$).

В случае, когда давление на участке трубопровода становится меньше давления насыщенных паров $H_i(t) \leq H_{\Pi}(t) = P_{\Pi}(t) \cdot K_{\Pi}$, в потоке жидкости будет наблюдаться рост объема кавитационных камер, что уменьшает проходное сечение трубопровода и, соответственно, увеличивает гидродинамическое сопротивление участка коммуникационной сети.

Тогда, объем разрыва сплошности потока в i -той точке трубопровода в момент j :

$$W_{\text{КАВИ},j} = W_{\text{КАВИ},j-1} + \Delta Q_{i,j} \cdot \Delta t, \quad (16)$$

где $\Delta Q_{i,j} = Q_{i,j} - Q_{i+1,j}$.

Сопротивление сети с учетом кавитации:

$$R_{cl}(\rho, Q, W_{\text{СУМ}}) = 8 \cdot \lambda \frac{L_1}{D_1^5 \cdot \pi \cdot g}, \quad (17)$$

где $D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot W_{\text{СУМ}}}{\pi \cdot L_1}}$ - диаметр трубопровода, м;

$W_{\text{СУМ}} = W_{\text{ЖИ}} - W_{\text{КАВИ}}$ - объем жидкости в трубопроводе с учетом полости, занимаемой пузырьками

газа, м^3 ; $W_{\text{ЖИ}} = \frac{m}{\rho}$ - первоначальный объем жидкости, м^3 ; m - масса жидкости, кг.

Выводы. Разработанная модель и предложенный авторами математический аппарат для описания сложной гидротранспортной системы позволяют исследовать динамические процессы в насосных комплексах как в эксплуатационных (регулируемых), так и в аварийных режимах работы (отключение энергопитания насосных агрегатов, гидравлический удар, порыв и закупорка трубопровода, срабатывание гидроаппаратуры), и являются базовой структурой для построения замкнутых по технологическому параметру систем управления насосными комплексами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ

1. Вишневский К. П. Переходные процессы в напорных системах водоподачи. - М.: Агропромиздат, 1986. - 135 с.
2. Пирсол И. Кавитация. Под ред. проф. Л.А. Эпштейна. -М.: МИР, 1975. - 94 с.
3. Сердюк А.А., Коренькова Т.В. Особенности динамических процессов в гидротранспортных системах с учетом кавитационных явлений // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Зб. наук. пр. КДПУ. -Вип. 4(39). - Кременчук: КДПУ, 2006. С. 35-41.
4. Коренькова Т.В., Сердюк А.А. Модель гидротранспортной системы с контуром газообразования в проточной части // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Зб. наук. пр. КДПУ. -Вип. 4(33). -Кременчук: КДПУ, 2005 С. 153-157.
5. Онищенко Г.Б., Юньков М.Г. Электропривод турбомеханизмов. -М.:Энергия, 1972. - 240 с.
6. Тимощук Т. Г. Научные основы проектирования и эксплуатации насосных установок в переходных режимах. Киев; Донецк: Вища школа. Главное издательство, 1986. - 127 с.
7. Черный А. П. и др. Моделирование электромеханических систем. - Кременчук, 2001. - 376 с.

Стаття надійшла 28.04.2007 р.
Рекомендована до друку д.т.н., проф.
Родькіним Д.Й.