

ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ГИДРОТРАНСПОРТНОМ КОМПЛЕКСЕ С УЧЕТОМ КАВИТАЦИОННЫХ ЯВЛЕНИЙ

Введение. Работа гидротранспортных комплексов (ГТК) систем водо- и теплоснабжения сопровождается различного рода переходными процессами, которые характеризуются значительными изменениями давления, расхода, гидравлической мощности, скорости движения жидкости и т.д. [1, 2]. ГТК представляет собой сложную энергоемкую систему, включающую насосные агрегаты (НА) с различными схемами соединения, гидродинамическую сеть, характеризующуюся наличием противодействия, нелинейностей, обусловленных местными сопротивлениями (задвижками, вентилями, обратными клапанами, разветвлениями трубопровода и т.п.), различными свойствами перемещаемой среды.

При изменении режима работы, температуры или степени аэрации потока жидкости в гидросистеме возникают кавитационные процессы, которые сопровождаются образованием пузырьков разного объема (кавитационных каверн), заполненных газом или паром [3, 4]. Кавитационный пузырек растет до конечных размеров, после чего схлопывается. Возникающие при этом ударные волны приводят к значительным перепадам давления, что неблагоприятно сказывается на работе технологического оборудования, приводит к разрывам сплошности потока, вибрациям, шуму, эрозионному разрушению материала, увеличению потерь напора, и, соответственно, росту затрачиваемой на транспортирование жидкости мощности [1-5]. В связи с этим заслуживает внимания вопрос анализа переходных процессов в гидротранспортном комплексе с учетом кавитационных явлений и поиск путей снижения влияния кавитационных процессов на параметры гидросистемы.

Цель работы. Исследование динамических процессов в гидротранспортном комплексе с кавитационными процессами в трубопроводе на базе математической модели.

Материал и результаты исследований. Анализ существующих математических моделей гидротранспортных систем (ГТС) [6-11] показал, что в большинстве случаев электропривод, технологический механизм, коммуникационная сеть рассматриваются изолированно друг от друга. Однако, изменение параметров элементов, входящих в структуру ГТК, приводит к изменению характеристик и показателей функционирования всего технологического комплекса.

Трубопроводная система характеризуется сложными гидродинамическими процессами. При напорном движении жидкости массой m со скоростью v по участку трубопровода длиной l и площадью поперечного сечения S (рис. 1) выделяют три энергетических составляющих:

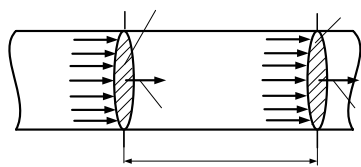


Рис. 1 К определению сил при напорном движении жидкости

активную – обусловленную наличием потерь напора Δh (давления Δp) в трубопроводе, соответствующих гидравлическому сопротивлению трубопровода R_C ;

кинетическую – обусловленную перемещением по трубопроводу жидкости массой m со скоростью v ;

потенциальную (емкостную) – соответствующую заполнению трубопровода или поднятию жидкости на определенный уровень.

Такое представление дает возможность описать физические процессы на каждом из n -участков коммуникационной сети RLC-контуром и учитывать плотность, температуру, неоднородность жидкости, меняющиеся в течение времени.

На рис. 2 приведена блок-схема модели ГТК, состоящего из насосного агрегата НА, работающего на трубопроводную сеть, пространственно разделенную на три последовательно соединенных участка, и канала газообразования КГ, описывающего кавитационные процессы в трубопроводе. При этом канал газообразования может быть подключен к любому из участков трубопровода.

Рассмотрим математическое описание каждого из элементов, входящих в структуру ГТС.

Насос – инерционный механизм, постоянная времени которого T_N обусловлена временем прохождения жидкости из всасывающего патрубка в напорный [11], представляющий собой элементарный участок трубопровода. В связи с этим физические процессы в насосе и прилегающем трубопроводе можно описать RLC-контуром с передаточными функциями вида:

$$W_{N1}(p) = \frac{Q(p)}{H_N(p) - \Delta H_\Sigma(p)} = \frac{1}{T_\Sigma p + 1}; \quad (1)$$

$$W_{N2}(p) = \frac{\Delta H_N(p)}{Q^2(p)} = R_{VN}(p);$$

$$W_{N3}(p) = \frac{\Delta H(p)}{Q(p) - Q_{OC}(p)} = \frac{1}{T_e p};$$

$$W_{N4}(p) = \frac{Q_{OC}^2(p)}{\Delta H(p)} = R_{c\Sigma}(p),$$

где $T_\Sigma = T_N + T_u$ – время прохождения жидкости через насос и прилегающий трубопровод, с; $T_N = 4(d_2 - d_1) / (\Omega z_p \ln(d_2 / d_1))$ – постоянная времени насоса, с; d_1, d_2 – входной и выходной диаметры круговой решетки центробежного насоса, м; Ω – относительная скорость жидкости в межлопаточном пространстве; z_p – число лопаток круговой решетки; T_u – инерционная постоянная времени трубопровода, с; T_e – емкостная постоянная времени трубопровода, с; $H_N(p) = H_0(p)v^2(p) - \Delta H_N(p) = H_0(p) - R_{VN}Q^2(p)$ – напор, развиваемый насосом, м; $v(p) = \frac{\omega_i(p)}{\omega_n(p)}$ – относительная частота вращения рабочего колеса насоса; $\omega_i(p), \omega_n(p)$ – текущая и номинальная частоты вращения рабочего колеса насоса, с⁻¹; $H_0(p)$ – напор насоса при нулевой производительности, м; $\Delta H_N(p)$ – потери напора в насосе, м; $Q(p)$ – производительность насосного комплекса (НК), м³/с; R_{VN} – внутреннее сопротивление насоса, с²/м⁵; $\Delta H_\Sigma(p)$ – потери напора в гидросистеме (в данном случае $\Delta H_\Sigma(p) = \Delta H(p)$), м; $\Delta H(p)$ – потери напора в прилегающем участке трубопровода, м; $R_{c\Sigma}(p) = R_c(p) + R_{kav}(p)$ – гидродинамическое сопротивление прилегающего участка трубопровода, с²/м⁵; $R_c(p)$ – собственное гидродинамическое сопротивление участка трубопровода, с²/м⁵; $R_{kav}(p) = \frac{\zeta_{kav}(p)}{2gS^2} = K_{kav} \cdot V_{kav}(p)$ – гидродинамическое сопротивление, соответствующее наличию кавитации в потоке жидкости, с²/м⁵; $V_{kav}(p)$ – объем кавитационной каверны, м³.

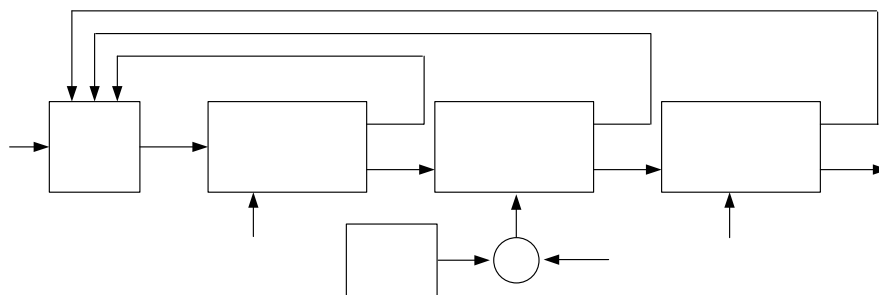


Рис. 2 Блок-схема модели гидротранспортного комплекса

Свободный напор в конце i -го участка трубопровода при пространственном разделении трубопровода на n количество участков:

$$H_{i+1}(p) = H_i(p) - \Delta H_i(p) = \Delta H_{i+1}(p) + \dots + \Delta H_n(p). \quad (3)$$

Тогда, i -й элементарный участок гидродинамической сети описывается передаточными функциями вида:

$$W_i(p) = \frac{Q_i(p)}{H_i(p) - (\Delta H_i(p) + \Delta H_{i+1}(p) + \dots + \Delta H_n(p))} = \frac{1}{T_{u_i} p + 1}; \quad (4)$$

$$W_{i2}(p) = \frac{\Delta H_i(p)}{Q_i(p) - Q_{OCi}(p)} = \frac{1}{T_{e_i} p}; \quad (5)$$

$$W_{i3}(p) = \frac{Q_{OCi}^2(p)}{\Delta H_i(p)} = R_{c\Sigma_i}(p), \quad (6)$$

$\Delta H_\Sigma(p) = \Delta H_i(p) + \Delta H_{i+1}(p) + \dots + \Delta H_n(p)$ – потери напора в гидродинамической сети или напор необходимый для перемещения объема жидкости от насоса к потребителю; $\Delta H_i(p), \Delta H_{i+1}(p), \Delta H_n(p)$ – потери напора на i -ом, $(i+1)$ -ом и n -ом участках трубопровода соответственно; $R_{c\Sigma_i}(p)$ – гидродинамическое сопротивление i -ого участка трубопровода.

В случае, когда значение напора на i -ом участке трубопровода $H_i(p)$ меньше или равно значения напора $H_{k_i}(p)$, характеризующего начало развития кавитационных процессов и определяемого выражением [12]:

$$H_{k_i}(p) = \frac{Q_i^2(p)\chi_{kr_i}}{S_i^2 2g} + \frac{p_{kav_i}(p)}{\rho_i(p)g}, \quad (7)$$

в потоке жидкости наблюдается рост кавитационных каверн объемом:

$$V_{kav}(p) = \Delta t(Q_i(p) - Q_j(p)), \quad (8)$$

где χ_{kr_i} – критическое значение числа кавитации на i -ом участке трубопровода; $p_{kav_i}(p)$ – давление в каверне, Па; $\rho_i(p)$ – плотность жидкости на i -ом участке трубопровода, кг/м³; S_i – площадь поперечного сечения i -ого участка трубопровода, м²; $Q_i(t)$, $Q_j(t)$ – расход на i -ом и j -ом участках трубопровода; Δt – интервал времени протекания кавитационных процессов.

Критический объем каверны, при котором происходит ее разрушение, определяется выражением вида:

$$V_{kr}(p) = f(p_{kav}) = \frac{4\pi}{3} \left(\frac{2\sigma}{p_{kav_i}(p) - p_i(p)} \right)^3, \quad (9)$$

где $p_i(p)$ – давление на i -ом участке трубопровода, Па.

Такое представление канала газообразования позволяет подключить его к любому участку трубопровода, где возможна кавитация.

На рис. 3 приведена структурная схема модели насосного комплекса с каналом газообразования, состоящая из преобразователя частоты, представленного апериодическим звеном первого порядка; асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором, математическое описание которого выполнено на базе модели в “ $u, v, 0$ ” – координатах [11]; насосного агрегата с пологой напорно-расходной характеристикой; трубопроводной сети, представленной тремя последовательно соединенными участками трубопровода разной конфигурации; канала газообразования, учитывающего кавитационные процессы на втором участке гидросети.

При напорном движении несжимаемой невязкой жидкости массой m из одной точки трубопровода (сечение А-А) в другую (сечение В-В) со скоростью v (рис. 1) согласно закону Ньютона необходимо приложить силу [14]:

$$F = F_{kun} + F_{tr} = m \frac{dv}{dt} + \Delta p S, \quad (10)$$

где $F_{kun} = ma = m \frac{dv}{dt}$ – сила, необходимая для перемещения жидкости, Н; $F_{tr} = \Delta p S$ – сила сопротивления, обусловленная трением при движении жидкости, Н; a – ускорение, м/с²; Δp – потери давления, Па.

С другой стороны, с учетом закона гидростатики, действующая на отрезке трубопровода сила [14]:

$$F = (p_1 - p_2) S, \quad (11)$$

где p_1 , p_2 – давление на входе и выходе участка трубопровода, соответственно, Па.

Тогда, при совместном решении уравнений (10) и (11) получим:

$$(p_1 - p_2) S = m \frac{dv}{dt} + \Delta p S. \quad (12)$$

Так как масса $m = \rho V$ и скорость $v = \frac{Q}{S}$ потока жидкости при объеме $V = lS = \text{const}$, выражение (12) преобразуем к виду:

$$\frac{vS}{p_2} (p_1 - \Delta p) = \frac{\rho l v}{p_2} \frac{dQ}{dt} + Q, \quad (13)$$

где l – длина участка трубопровода, м.

Передачная функция, описывающая движение потока жидкости из одного участка трубопровода в другой:

$$W(p) = \frac{Q(p)}{p_1(p) - \Delta p(p)} = \frac{k}{T_u p + 1}, \quad (14)$$

где $k = \frac{vS}{p_2}$ – коэффициент пропорциональности; $T_u = \frac{\rho l v}{p_2}$ – инерционная постоянная времени столба жидкости, с.

С учетом закона сохранения массы в элементарном объеме, движение потока жидкости необходимо дополнить уравнением неразрывности [14]:

$$\rho(Q_1 - Q_2) = \frac{dm}{dt}, \quad (15)$$

где $Q_1 = Q$, $Q_2(p) = \sqrt{\rho g \Delta p(p) / R_c(p)}$ – расход жидкости на входе и выходе участка трубопровода, соответственно.

Приняв, что $m = \rho V$ при объеме $V = lS = \text{const}$, а квадрат скорости звука в покоящейся жидкости $a^2 = \frac{dp}{d\rho}$,

получим дифференциальное уравнение вида:

$$\rho(Q_1 - Q_2) = \frac{lS}{a^2} \frac{dp}{dt}. \quad (16)$$

Тогда, передаточная функция трубопровода:

$$W(p) = \frac{\Delta p(p)}{Q_1(p) - Q_2(p)} = \frac{1}{T_{ep}}, \quad (17)$$

где $T_e = \frac{lS}{a^2 \rho}$ – емкостная постоянная времени водовода, с; $\Delta p(p)$ – давление, действующее на участке гидросети (потери давления), Па.

В связи с изменением гидродинамического сопротивления, обусловленного наличием кавитационных процессов, периодическое появление кавитационных каверн можно описать уравнением вида [15]:

$$Q_1(t) - Q_2(t) = T_k \frac{dV_{kav}}{dt},$$

где $T_k = \frac{V_{kav}}{G} \gamma$ – инерционная постоянная времени кавитационной каверны, с; G – весовой расход жидкости, кг/с; γ – удельный вес жидкости, кг/м³.

При исследовании математической модели ГТК с параметрами, приведенными в табл. 1, получены кривые изменения во времени напора (рис. 4), производительности (рис. 5), потерь напора (рис. 6), гидравлической мощности (рис. 7) и объема кавитационных каверн (рис. 8) для разных значений постоянной времени кавитационной каверны ($T_{k1} = 0,5$ с, $T_{k2} = 5$ с).

Табл. 1 Параметры ГТК

Наименование	Значение	Наименование	Значение
Напор, развиваемый насосом	$H_N = 62,5$ м	Максимальный объем каверн	$V_{kr} = 0,05128Q$ м ³
Производительность, развиваемая насосом	$Q_N = 1250$ м ³ /ч	Длина первого участка трубопровода	$l_1 = 1000$ м
Напор, развиваемый насосом при нулевой подаче	$H_0 = 92$ м	Длина второго участка трубопровода	$l_2 = 500$ м
Номинальная частота вращения рабочего колеса насоса	$\omega_N = 154,9$ с ⁻¹	Длина третьего участка трубопровода	$l_3 = 800$ м
Мощность электропривода насоса	$N_N = 200$ кВт	Диаметр трубопровода	$d = 0,4$ м
Напряжение питания	$U = 380$ В	Критическое число кавитации	$\chi_{kr} = 350$
Коэффициент полезного действия насоса	$\eta_N = 0,86$	Скорость звука в жидкости	$a = 1450$ м/с
Номинальная частота вращения	$\omega_H = 311$ с ⁻¹	Удельный вес жидкости	$\gamma = 9792,9$ Н/м ³
Температура перекачиваемой жидкости	$T_V = 25$ °С	Радиус пузырьков нерастворенного в жидкости воздуха	$R_0 = 10^{-4}$ м
Количество участков гидросети	$n = 3$	Начальный объем кавитационных каверн	$V_0 = 10^{-7}$ м ³
Давление в каверне	$p_{kav} = 10000$ Па	Постоянная времени насоса	$T_N = 0,005$ с
Инерционные постоянные времени участков гидросети	$T_{u1} = 4,05$ с	Емкостные постоянные времени участков гидросети	$T_{e1} = 5,86 \cdot 10^{-4}$ с
	$T_{u2} = 6,75$ с		$T_{e2} = 8,79 \cdot 10^{-4}$ с
	$T_{u3} = 10,35$ с		$T_{e3} = 0,00135$ с

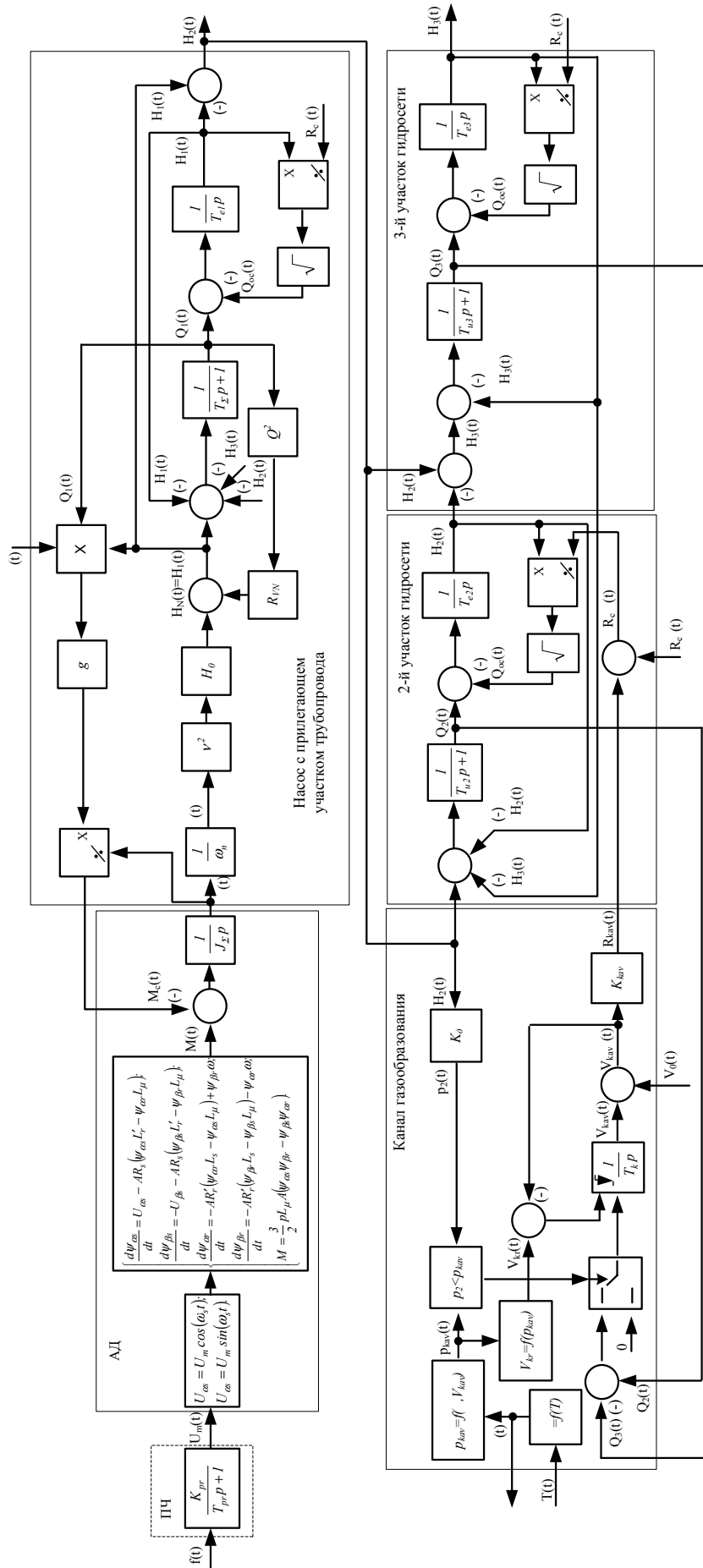


Рис. 3 Структурная схема модели насосного комплекса с каналом газобразования

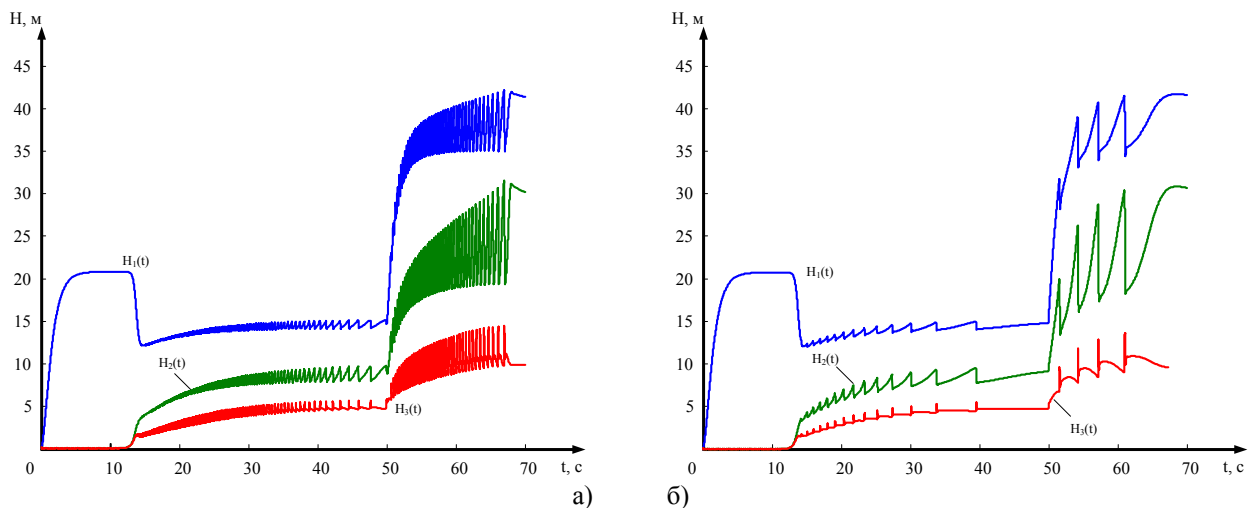


Рис. 4 Кривые изменения напора в ГТК при $T_{k1} = 0,5$ с (а) и $T_{k2} = 5$ с (б)

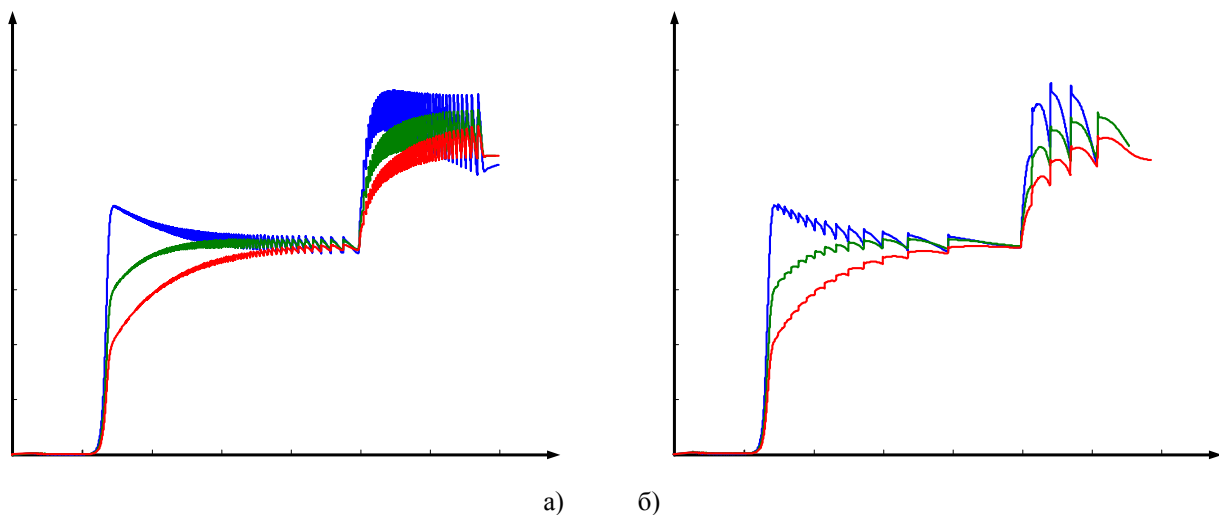


Рис. 5 Кривые изменения производительности в ГТК при $T_{k1} = 0,5$ с (а) и $T_{k2} = 5$ с (б)

Анализ кривых (рис. 4-7) показал, что в интервале 0–10 с происходит запуск насоса на закрытую задвижку, при этом напор на выходе турбомеханизма соответствует значению напора при нулевой подаче и относительной частоте вращения рабочего колеса насоса $\nu = 0,5$. Производительность, гидравлическая мощность НК и объем кавитационных каверн равны нулю.

Момент времени $t = 10$ с характеризуется открытием задвижки на прилегающем к насосу участке трубопровода. При этом наблюдается снижение значения напора на выходе насоса $H_1(t)$ (рис. 4), нарастание давления на втором $H_2(t)$ и третьем $H_3(t)$ участках трубопровода с одновременным увеличением расхода жидкости на каждом из участков трубопровода $Q_1(t)$, $Q_2(t)$, $Q_3(t)$ (рис. 5) и гидравлической мощности $N_{gid\Sigma}(t)$ (рис. 7). Так как значение напора $H_2(t)$ меньше критического значения напора $H_k(t)$, определяющего границу кавитационного режима работы, на втором участке гидросети наблюдается рост объема кавитационной каверны $V_{kav}(t)$ (рис. 8). При этом каждая кавитационная полость, достигая максимального значения $V_{kr}(t)$, определяемого выражением (9), схлопывается. Данный процесс повторяется, обуславливая резкое изменение гидравлического сопротивления трубопровода, и сопровождается пульсационным характером изменения технологических и энергетических параметров НК (рис. 4-7). Следует отметить, что амплитуда пульсаций напора и производительности на первом участке (прилегающем к насосу агрегату) больше, чем на третьем участке, находящемся непосредственно за кавитирующим участком трубопровода.

Момент времени $t = 50$ с характеризуется ростом водопотребления, что обеспечивается увеличением относительной частоты вращения рабочего колеса насоса до значения $\nu = 0,8$. При этом наблюдается рост технологических и энергетических параметров НК (рис. 4-7), а также увеличение максимального объема кавитационных каверн $V_{kr}(t)$ в 1.4 раза (рис. 8, что приводит к росту амплитуды пульсаций параметров ГТК.

Анализ полученных кривых (рис. 4-8) показал, что увеличение постоянной времени кавитационных процессов в 10 раз приводит к заметному снижению частоты пульсаций изменения параметров гидросистемы и к большей устойчивости математической модели ГТК к автоколебаниям.

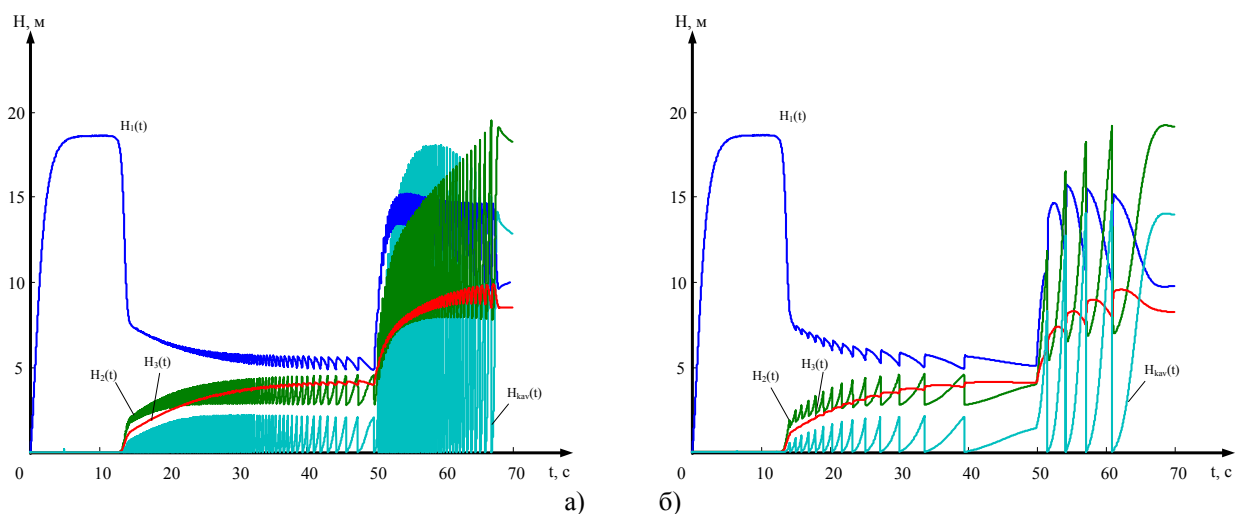


Рис. 6 Кривые изменения потерь напора в НК при $T_{k1} = 0,5$ с (а) и $T_{k2} = 5$ с (б)

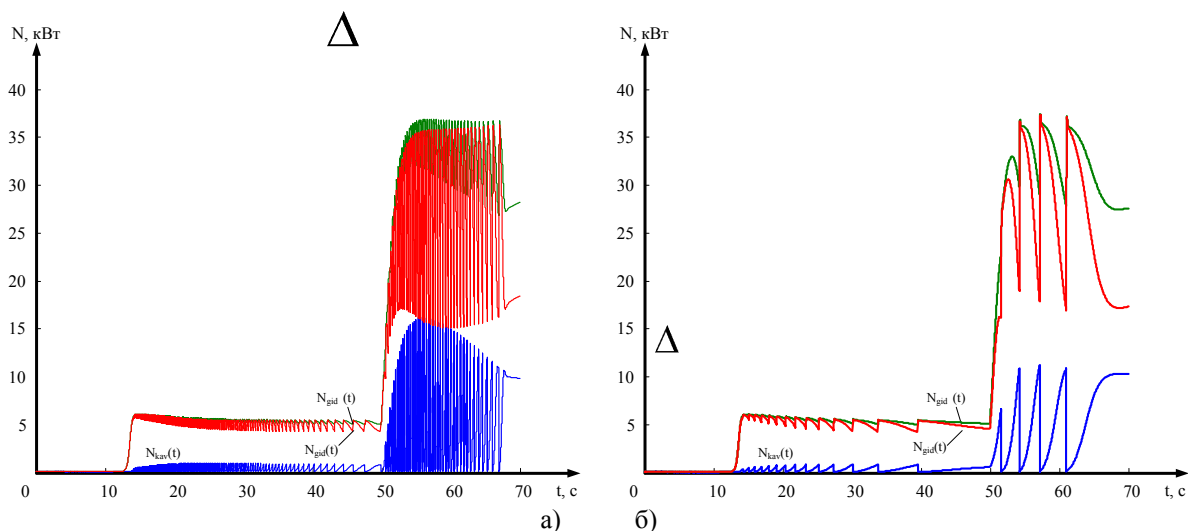


Рис. 7 Кривые изменения гидравлической мощности ГТК при $T_{k1} = 0,5$ с (а) и $T_{k2} = 5$ с (б)

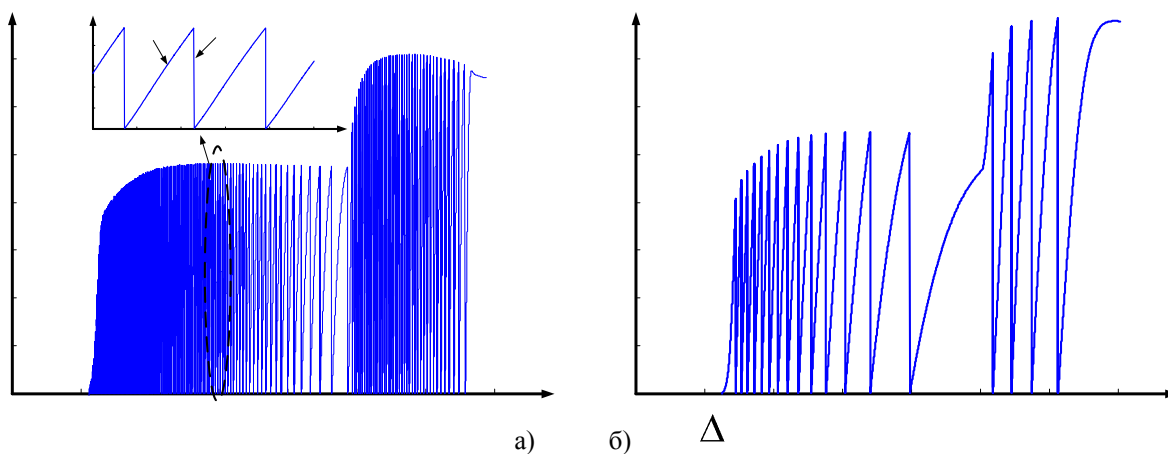


Рис. 8 Кривые изменения объема кавитационной каверны в гидротранспортной установке при $T_{k1} = 0,5$ с (а) и $T_{k2} = 5$ с (б)

Выводы. Обоснована структура и предложен математический аппарат описания гидродинамических процессов в ГТК, что позволяет исследовать кавитационные явления в трубопроводной системе, задавать различные режимы работы насосных агрегатов, подключать канал газообразования к любому участку гидросети, где меняются условия протекания и свойства перекачиваемой среды.

Постоянные времени в математической модели учитывают конструктивные и технологические параметры насосного комплекса и кавитационных камер. При этом инерционная постоянная времени существенно влияет на время переходного процесса; емкостная и кавитационная постоянные времени в большей степени определяют устойчивость гидротранспортной системы к развитию колебательных процессов в гидродинамической сети.

Получено, что кавитационный режим приводит к колебаниям параметров гидротранспортной системы и росту непроизводительных потерь мощности до 30 % гидравлической мощности потока жидкости. Дальнейший рост объема кавитационной камеры может привести к полной закупорке трубопровода и, соответственно, к аварийному режиму работы насосного комплекса. Кавитационные процессы в ГТК сопровождаются значительным выделением парогазовой смеси, подтверждает целесообразность использования энергии кавитационных камер [15]. Результаты исследований важны в задачах построения систем управления кавитационными процессами, разработки алгоритмов функционирования, методов повышения энергоэффективности и управляемости гидротранспортных комплексов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вишневский К. П. Переходные процессы в напорных системах водоподачи / К. П. Вишневский – М.: Агропромиздат, 1986. – 135 с.
2. Лямаев Б.Ф. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ. / Б.Ф. Лямаев, Г.П. Небольсин, В.А. Нелюбов– Л.: Машиностроение, 1978. – 192 с. – Под ред. Б.Ф. Лямаева.
3. Рождественский В. В. Кавитация / В. В. Рождественский – Л.: Судостроение, 1977. – 247 с.
4. Пирсол И. Кавитация / И. Пирсол – М.: МИР, 1975. – 94 с.
5. Карелин В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах / В. Я. Карелин – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с. – (Изд. 2-е, перераб. и доп.)
6. Онищенко Г. Б., Юньков М. Г. Электропривод турбомеханизмов. – М.: «Энергия», 1972. – 240с.
7. Прандтль Л. Гидроаэромеханика / Л. Прандтль. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2000. – 576с.
8. Аракелян А. К. Коммуникационная сеть как динамический объект управления в системах регулируемого электропривода турбомеханизма / А. К. Аракелян, В. К. Тытюк // Межвузовский сборник научных трудов «Исследование систем автоматизированных электроприводов», Чебоксары, 1991. – С. 64-75.
9. Чарный И. А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах / И. А. Чарный – М., Гос. Изд. технико-теоретической литературы, 1951. – 296 с.
10. Тимошенко Г. М. Научные основы проектирования и эксплуатации насосных установок в переходных режимах / Г. М. Тимошенко – Киев-Донецк: «Вища школа», 1986. – 127с.
11. Черный А. П. Моделирование электромеханических систем / А. П. Черный, Д. И Родькин – Кременчуг, 2001. – 376 с.
12. Сердюк А. А. Влияние параметров трубопроводной системы на границы возникновения кавитационных явлений / А. А. Сердюк // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. Щоквартальний науково-виробничий журнал. Кременчук: КДПУ, – 2008. Вип. 1/2009 (5) – С. 43-46.
13. Рабинович Е. З. Гидравлика / Е. З. Рабинович – М.: Недра, 1978. – 304 с.
14. Козелков В. П. Экспериментальное исследование кавитационных автоколебаний в гидротранспортной системе / В. П. Козелков, А. Ф. Ефимочкин // Материалы совещания АКАДЕМИИ НАУК УКРАИНСКОЙ ССР «Кавитационные автоколебания в насосных системах». – Киев: Днепропетровский филиал Института механики АН УССР, 1976. – Том 1. – С. 71-80.
15. Сердюк А. А. Система управления кавитационными процессами в гидротранспортном комплексе / А. А. Сердюк, Т. В. Коренькова // Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського: Зб. наук. праць. – Кременчук: КДУ. – 2010. – Вип. 4(63). Ч.1. – С.54-57.