

## ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТРУБОПРОВОДНОЙ СИСТЕМЫ НА ГРАНИЦЫ ВОЗНИКНОВЕНИЯ КАВИТАЦИОННЫХ ЯВЛЕНИЙ

*Сердюк А.А., ассист.*

*Кременчугский государственный политехнический университет  
имени Михаила Остроградского*

*39600, г. Кременчуг, Полтавская обл., ул. Первомайская, 20*

*E-mail: saue@polytech.poltava.ua*

Отримано співвідношення, що визначає межу кавітаційного режиму роботи кожної з ділянок гідродинамічної мережі. Виконано аналіз досліджень, щодо впливу кавітаційних явищ на параметри гідротранспортного комплексу.

**Ключові слова:** кавітація, гідротранспортний комплекс.

The expression that determine the limit of cavitation condition functioning of every section in flow network has been obtained. The analysis of researches is executed, in relation to influence of the cavitation phenomena on the parameters of hydrotransporting complex.

**Key words:** cavitation, hydrotransporting complex.

**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]. Источниками переходных процессов являются 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  $p$  в каких-либо местах потока снижается настолько, что становится меньше давления насыщенных паров  $p_{п}$ , в гидротранспортной системе возникают кавитационные процессы, которые сопровождаются образованием в движущейся жидкости полостей, заполненных паром или газом, - кавитационных каверн [3, 4].

**Анализ предыдущих исследований.** Анализ работ [1-10] показал, что каждый 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, шумам, эрозионному разрушению материала, увеличению потерь напора, и, соответственно, росту затрачиваемой на транспортирование жидкости мощности.

**Цель работы** – определение границ возникновения кавитационных процессов и исследование влияния кавитации на параметры гидротранспортной системы.

**Материал и результаты исследований.** На рис. 1 показана технологическая схема насосной станции, состоящей из насоса центробежного типа, работающего на гидродинамическую сеть, с параметрами, приведенными в табл. 1.

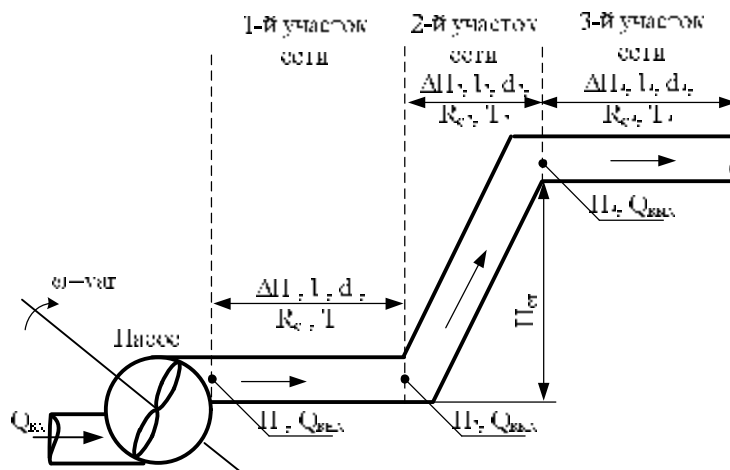


Рисунок 1 – Технологическая схема ГТК

**Таблица 1 – Параметры насосного комплекса**

Элемент	Параметр
---------	----------

ГТК	Напор $H_n$ , м	Напор $H_0$ , м	Расход $Q_n$ , м <sup>3</sup> /ч	Мощность $P_n$ , кВт	Внутреннее сопротивление $R_B$ , с <sup>2</sup> /м <sup>5</sup>
насос	75	92	648	176	524,47
гидросеть	Длина $l$ , м	Диаметр $d$ , м	Противодавление $H_{ст}$ , м	Критическое число кавитации $c_{кр}$	Температура жидкости $T$ , °С
1-й участок	2500	0,4	0	20	10
2-й участок	1500		5	50	15
3-й участок	500		0	700	25

Рабочий режим насоса на трубопроводную сеть определяется точкой А пересечения их напорно-расходных характеристик (рис. 2), при напоре  $H_A = 41,6$  м, подаче  $Q_A = 0,31$  м<sup>3</sup>/с и потребляемой мощности  $P_A = 355,6$  кВт. Напор на выходе насоса представляет собой алгебраическую сумму потерь напора на участках трубопровода, м:

$$H_A = H_1 + \Delta H_1 + \Delta H_2 + \Delta H_3 + H_{ст}, \quad (1)$$

где  $\Delta H_1 = Q_A^2 \cdot R_{c1}$ ,  $\Delta H_2 = Q_A^2 \cdot R_{c2}$ ,  $\Delta H_3 = Q_A^2 \cdot R_{c3}$  – потери напора на каждом участке трубопровода, м;  $R_{c1}$ ,  $R_{c2}$ ,  $R_{c3}$  – гидравлическое сопротивление соответствующих участков трубопровода, с<sup>2</sup>/м<sup>5</sup>;  $H_{ст}$  – статический напор, м.

Анализ [3–6, 8] показал, что явление кавитации развивается, когда текущее число кавитации  $s$  станет равным или меньше его критического значения  $c_{кр}$ , полученного экспериментальным путем.

Тогда критическое давление, соответствующее началу процесса кавитации, Па:

$$p_k = \frac{u^2 \cdot r \cdot c_{кр}}{2} + p_n, \quad (2)$$

где  $p_n = a + b \cdot T + c \cdot T^2 + d \cdot T^3 + e \cdot T^4$  – давление насыщенных паров жидкости;  $a = 371,1361$ ,  $b = 55,1464$ ,  $c = 2,2576$ ,  $d = -0,01703$ ,  $e = 8,97996 \cdot 10^{-4}$  – коэффициенты аппроксимации;

$T$  – температура жидкости, °С;  $r = \frac{r_{20}}{1 + b_1(T - T_0)}$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $r_{20}$  – плотность жидкости или газа при температуре  $T_0 = 20$  °С;  $b_1$  – коэффициент температурного расширения (для воды  $b_1 = 0,000014$ );  $u$  – скорость движения потока жидкости, м/с.

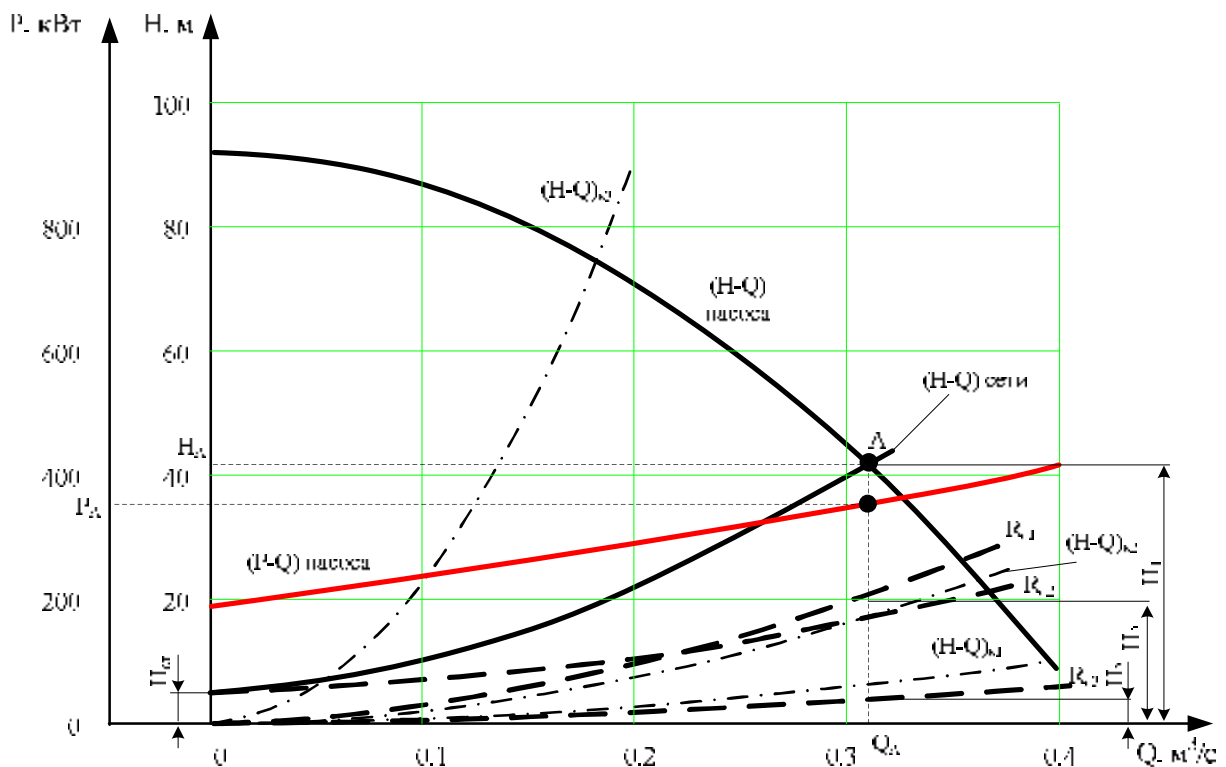


Рисунок 2 – К определению границ кавитационных режимов в насосном комплексе

С учетом соотношений  $H = \frac{P}{r \cdot g}$  и  $Q = u \cdot S$

напорно-расходная характеристика, определяющая границу кавитационного режима работы любого из участков гидродинамической сети, описывается выражением вида:

$$(H - Q)_{к} = \frac{Q^2 \cdot c_{кр}}{S^2 \cdot 2 \cdot g} + \frac{P_n}{r \cdot g}, \quad (3)$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения трубопровода,  $m^2$ ;  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения.

На рис. 2 приведены кривые  $(H - Q)_{к1}$ ,  $(H - Q)_{к2}$ ,  $(H - Q)_{к3}$ , отображающие границу кавитационного режима работы каждого из участков гидродинамической сети. Из их анализа видно, что текущий режим работы насосной станции, соответствующий расходу  $Q_A = 0,31 \text{ м}^3/\text{с}$ , приводит к появлению кавитационных процессов на третьем участке гидродинамической сети, так как действующий на его входе напор  $H_3$  меньше критического значения напора, определяемого кривой  $(H - Q)_{к3}$ .

При анализе влияния кавитационных процессов на режимы работы ГТК приняты следующие допущения:

– кавитационная каверна имеет вид шара постоянного объема;

– кавитационная каверна не перемещается по длине трубопровода и представляет собой местное сужение на участке сети.

Потери напора на местном сопротивлении увеличатся в соответствии с выражением, м:

$$\Delta h_m = z \cdot \frac{u^2}{2g}, \quad (4)$$

где  $z = \left( \frac{d^2}{e \cdot d_n^2} - 1 \right)^2$  – коэффициент местного сопротивления сужения потока;

$e = 0,57 + \frac{0,043}{\left( 1 - \left( \frac{d_n^2}{d^2} \right) \right)}$  – коэффициент сжатия

потока;  $d$  – диаметр трубопровода перед сужением, м;

$d_n = d - \sqrt[3]{\frac{6 \cdot W_{кав}}{P}}$  – диаметр потока в узкой части, м;

м;  $W_{кав} = \frac{4 \cdot p \cdot R^3}{3}$  – объем кавитационной

каверны,  $m^3$ ;  $R = \frac{2s}{p_n - p}$  – радиус пузырька, м;  $\sigma$  –

коэффициент поверхностного натяжения, Н/м.

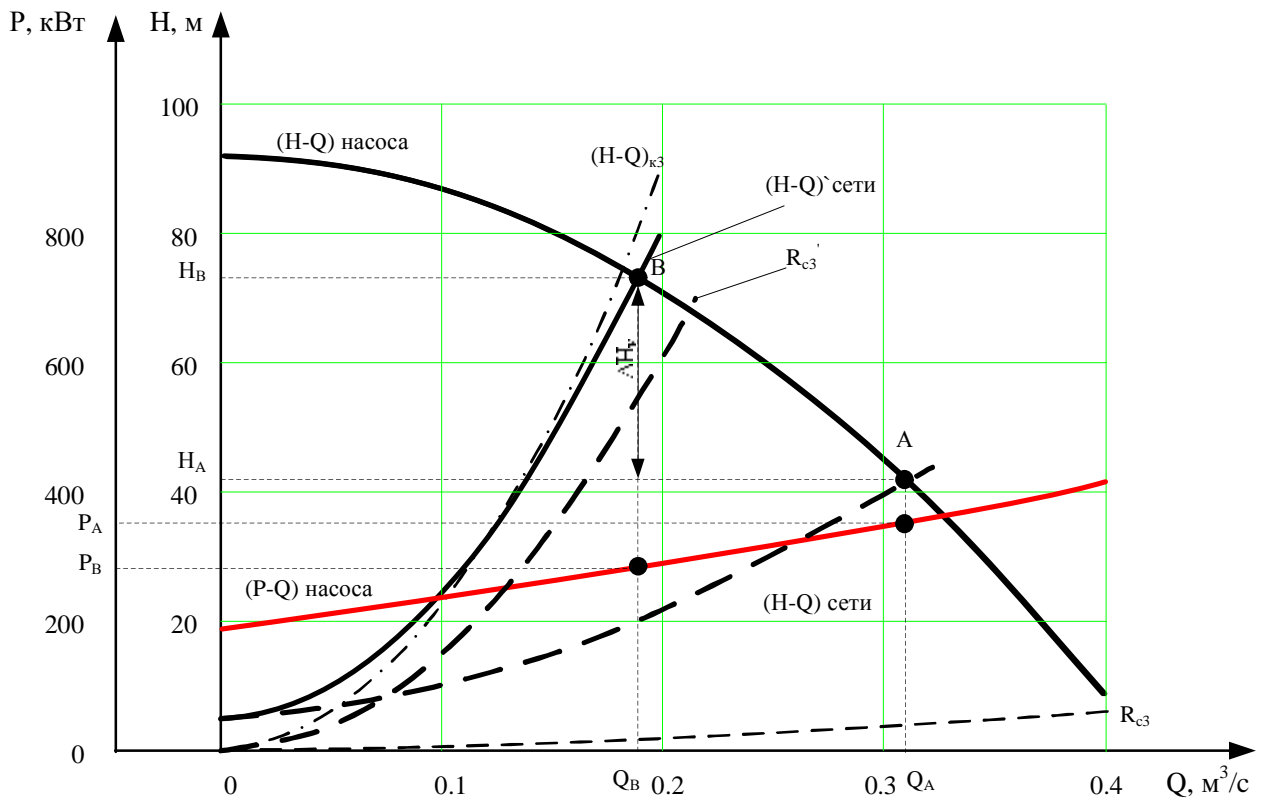


Рисунок 3 – К анализу влияния кавитации на параметры ГТК

Учитывая (4), напорно-расходная характеристика третьего участка  $R'_{c3}$  и суммарная характеристика

– кавитационный режим приводит к росту непроизводительных потерь мощности – в рассматриваемом случае потери мощности

трубопровода  $(H-Q)_{\text{сети}}$  перемещаются вверх по характеристике  $(H-Q)_{\text{насоса}}$ . В результате рабочий режим ГТК будет определяться точкой В, соответствующей напору  $H_B = 73,5$  м, подаче  $Q_B = 0,188$  м<sup>3</sup>/с и потребляемой мощности  $P_B = 281,7$  кВт (рис. 3). При этом потери напора, обусловленные кавитацией:

$$\Delta H_k = H_B - H_A = 73,5 - 41,6 = 31,9 \text{ м.}$$

Потери мощности, вызванные нерациональным повышением напора  $\Delta H_k$ , составят 117,5 кВт.

На рис. 4 приведены кривые изменения коэффициента сопротивления местного сужения и соответствующие ему потери напора при скорости потока  $v = 2,8$  м/с. Из их анализа видно, что увеличение объема кавитационной каверны приводит к интенсивному росту коэффициента сопротивления и потерь напора.

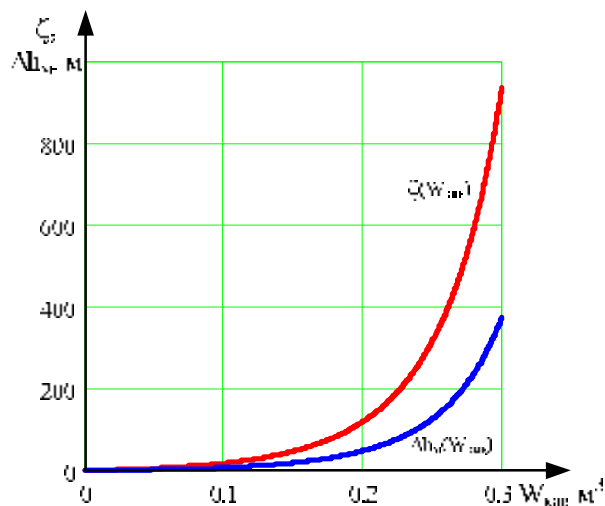


Рисунок 4 – Кривые зависимости коэффициента сопротивления и потерь напора местного сужения от объема каверны

**Выводы.** В результате выполненной работы получены следующие результаты:

- при анализе совместной работы насосной установки на трубопроводную сеть сложной конфигурации необходимо учитывать возможность возникновения кавитационных процессов при изменении режима работы комплекса;
- полученная в работе напорно-расходная характеристика, определяющая границу кавитационного режима гидросистемы, зависит от скорости потока, числа кавитации, давления насыщенных паров и имеет вид параболы;

составили 33 % установленной мощности электропривода насоса. Рост объема кавитационной каверны может привести к полной закупорке трубопровода, что относится к аварийным режимам работы насосного комплекса; – при разработке системы автоматического управления насосным комплексом необходимо предусматривать канал управления кавитационными процессами в трубопроводной сети с целью минимизации потерь при транспортировании жидкости и повышения надежности работы оборудования.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Вишневикий К. П. Переходные процессы в напорных системах водоподачи. – М.: Агропромиздат, 1986. – 135 с.
2. Лямаев Б.Ф., Небольсин Г.П., Нелюбов В.А. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ. Под ред. Б.Ф. Лямаева. – Л.: Машиностроение, 1978. – 192 с.
3. Рождественский В.В. Кавитация. – Л.: Судостроение, 1977. – 247 с.
4. Пирсол И. Кавитация. – М.: МИР, 1975. – 94 с.
5. Прандтль Л. Гидроаэромеханика. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2000. – 576 с.
6. Альтшуль А.Д., Животовский Л.С., Иванов Л.П. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Стройиздат, 1987. – 414 с.
7. Юрьев А.С. и др. Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем. – СПб.: АНО НПО «Мир и семья», 2001. – 1154 с.
8. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.
9. Грянко Л.П., Папира А.Н. Лопастные насосы. – Л.: Машиностроение, 1975. – 432 с.
10. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.

Стаття надійшла 08.04.2009 р.  
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.  
Родькіним Д.Й.