

АНАЛИЗ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРОТРАНСПОРТНОМ КОМПЛЕКСЕ

Шутька А. В., асп.

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского

ул. Первомайская, 20, 39600, г. Кременчуг, Украина

E-mail: saue@polytech.poltava.ua

Выполнен анализ особенностей протекания турбулентности и кавитационных процессов в гидротранспортном комплексе. Проведена оценка влияния конструктивных и режимных параметров гидросистемы на характеристики турбулентности и кавитации.

Ключевые слова: турбулентность, кавитация, нестационарные процессы, гидротранспортный комплекс.

Введение. Гидротранспортные комплексы (ГТК) широко используются во многих отраслях промышленного и коммунального секторов страны: в системах водоподдачи и водоотведения, теплоснабжения, оросительных системах и т.п. Основное назначение ГТК – обеспечение напорного движения жидкости в требуемом количестве потребителю. При этом режим работы ГТК необходимо изменять в связи с переменным во времени графиком водопотребления.

Анализ предыдущих исследований. Структура технологических схем ГТК – сложная и многообразная, включающая: электропривод (ЭП), насосы, гидросеть и потребитель. Установленная мощность приводных электродвигателей насосных станций (НС) лежит в пределах от десятков Вт до десятков МВт. В НС преимущественно используются центробежные и осевые насосы с диапазоном изменения давления от 2 до 6 кг/см² и производительности – от 0,63 до 10⁵ м³/час [1, 2]. Трубопроводные сети подразделяются по назначению на магистральные и распределительные, характеризуются большой протяженностью (до сотен км), диаметром (от 6 до 1200 мм) и скоростями движения жидкости (0,5-3 м/с). Зачастую в насосных станциях используется нерегулируемый электропривод с энергетически неэффективными схемами изменения технологических па-

раметров [3]. В последнее время все большее распространение получает частотно-регулируемый ЭП на базе асинхронного или синхронного электродвигателей. В связи с изменением режима работы насосных агрегатов, водопотребителей, отключением и включением отдельных трубопроводов или их участков, срабатыванием запорно-регулирующей арматуры в ГТК возникают различного рода нестационарные процессы (рис. 1):

- развитая турбулентность потока жидкости, приводящая к росту гидравлического сопротивления трубопровода, потерям энергии на транспортировку, появлению шума и вибрации, наличию пульсаций напора и скорости потока [4];

- гидравлические удары, обусловленные скачкообразным изменением давления, возникающим при резком закрытии (открытии) запорно-регулирующей арматуры или внезапной остановке насоса [5];

- кавитационные процессы, имеющие место при локальном снижении давления в насосе или трубопроводе до давления насыщенных паров с последующим схлопыванием образующихся полостей, заполненных газом или паром; эти явления приводят к эрозии рабочих органов насоса, шумам, вибрации и пульсациям давления в системе [6, 7];

- помпажные режимы, сопровождающиеся неустойчивой работой насоса и ростом потребления электроэнергии [5, 8].



Рисунок 1 – Характеристика нестационарных режимов работы ГТК

Таким образом, анализ режимов работы ГТК с учетом нестационарных процессов в гидросистеме является актуальной задачей, что особенно важно при построении систем управления ГТК, исследовании энергетических процессов в насосных комплексах, в вопросах идентификации нестационарных или аварийных режимов в ГТК.

Цель работы. Анализ влияния турбулентности потока и кавитационных явлений в насосных агрегатах на режимы функционирования ГТК.

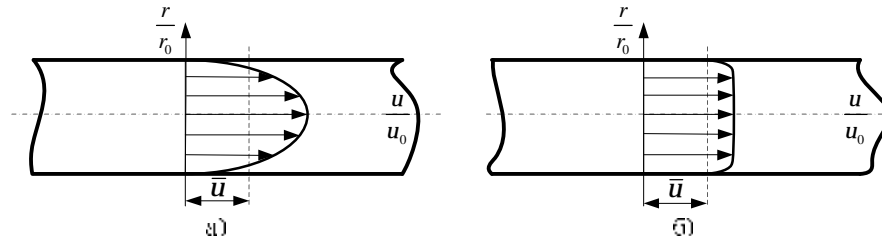


Рисунок 2 – Эпюры скоростей в ламинарном а) и турбулентном б) потоках:

\bar{u} – средняя скорость потока; $\frac{r}{r_0}$ – отношение радиуса трубы к расстоянию от ее оси; $\frac{u}{u_0}$ – отношение скорости потока на определенном расстоянии от оси трубы к скорости на оси трубы

Для оценки режима движения жидкости в гидродинамике используют безразмерный критерий (число) Рейнольдса, определяемый отношением сил инерции к силам вязкого трения в жидкости [5]:

$$Re = \frac{J}{F} = \frac{rV \frac{du}{dt}}{mS \frac{du}{dh}} = \frac{dh}{nS} u = \frac{ud}{n}, \quad (1)$$

где $J = rV \frac{du}{dt}$ – сила инерции; $F = mS \frac{du}{dh}$ – сила вязкого трения; r – плотность; V – объем жидкости; u – скорость потока; d – диаметр трубопровода; m – динамическая вязкость, S – поперечное сечение трубопровода.

В случае, когда силы вязкого трения преобладают над силами инерции имеет место ламинарный режим движения жидкости, иначе

Материал и результаты исследования. При анализе напорного перемещения жидкости различают два режима ее движения: ламинарный, характеризующийся слоистой структурой потока и параболической формой эпюры скоростей (рис. 2,а), и турбулентный – связанный с хаотичным неупорядоченным движением частиц жидкости, при котором наблюдается некоторое искривление эпюры скоростей (рис. 2,б).

наблюдается турбулентный режим движения. При достижении числом Рейнольдса критического значения $Re_{\text{кр}} = 2320$ ламинарный режим переходит в турбулентный.

Анализ [8–19] показал, что мгновенные параметры потока (скорость, расход, давление) в турбулентном режиме хаотично колеблются вокруг средних значений указанных величин. Подтверждением сказанному является пульсирующий характер изменения скорости потока жидкости на примере установившегося (рис. 3,а) и переходного режимов (рис. 3,б). Поэтому скорость потока в любой момент времени должна рассматриваться как сумма осредненного значения \bar{u} и пульсационной составляющей u' :

$$u(t) = \bar{u}(t) + u'(t).$$

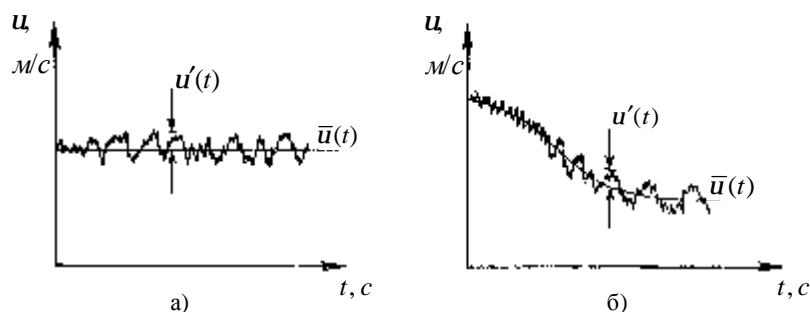


Рисунок 3 – Кривые изменения скорости потока в трубопроводе а) установившийся режим; б) переходной режим

Турбулентные пульсации являются результатом возникновения и выброса вихревых образований, возникающих вблизи стенки трубопровода, во внешний поток. При этом, не смотря на то, что ин-

тенсивность и средняя частота возникновения вихревых образований (пульсаций) носят случайный характер в пространстве и времени, существует зависимость указанных характеристик турбулентно-

сти от параметров осредненного движения [14, 20–22].

Для анализа изменения характеристик турбулентного движения жидкости от параметров конфигурации системы трубопроводов, изменения физических свойств жидкости воспользуемся известными приближенными оценками. С учетом допущения о значимости только продольной составляющей пульсации скорости, степень изотропной (однородной) турбулентности представим соотношением [14, 22]:

$$e = \sqrt{\frac{1}{3} \frac{(u'_x)^2 + (u'_y)^2 + (u'_z)^2}{\bar{u}_x^2}} = \frac{\sqrt{(u'_x)^2}}{\bar{u}_x} = 0,132 \text{Re}^{-0,125}, \quad (2)$$

где u'_x, u'_y, u'_z – пульсационные составляющие скорости по трем осям координат; \bar{u}_x – скорость на оси трубы (т.е. максимальная скорость течения); $\sqrt{(u'_x)^2}$ – осредненная по времени амплитуда пульсаций в потоке.

Частота турбулентных пульсаций в круглой трубе связана с параметрами осредненного движения и степенью турбулентности зависимостью [20, 21]:

$$w_0 = \frac{1}{T_0} = 2,4 \cdot 10^{-4} \frac{n}{d^2} \text{Re}^{1,75}$$

или (3)

$$w_0 = 2,4 \cdot 10^{-4} \frac{n}{d^2} \left(\frac{0,132}{e} \right)^{14},$$

где T_0 – период времени существования вязкого слоя, по истечении которого период ламинарного течения сменяется интенсивным разрушением вязкого слоя в результате возникновения вблизи твердой поверхности турбулентных вихрей и выброса их в поток.

Таблица 1 – Расчетные параметры турбулентного потока жидкости

Параметры	Число Re					
	$2,994 \cdot 10^5$	$5,988 \cdot 10^5$	$8,982 \cdot 10^5$	$1,198 \cdot 10^6$	$1,497 \cdot 10^6$	$1,796 \cdot 10^6$
\bar{u} , м/с	0,5	1	1,5	2	2,5	3
e	0,027	0,025	0,024	0,023	0,022	0,022
w_0 , Гц	2,56	8,61	17,506	28,962	42,797	58,882
u'_x , м/с	0,016	0,03	0,043	0,055	0,067	0,079
$10^{-3} \cdot i$	0,288	0,97	1,972	3,263	4,822	6,635
$h_{\partial l}$, м	0,029	0,097	0,197	0,326	0,482	0,663

Анализ полученных данных показал, что при заданной конфигурации трубопровода и диапазоне скоростей потока 0,5–3 м/с частота турбулентных пульсаций изменяется от 2 до 59 Гц, а пульсационная составляющая скорости u'_x – в пределах 0,016–0,079 м/с. Из выполненных расчетов видно, что степень турбулентности e уменьшается с ростом ско-

Потери напора по длине трубопровода при турбулентном движении жидкости имеют вид [6]:

$$h_{\partial l} = l \frac{I}{d} \frac{u^2}{2g}, \quad (4)$$

где I – коэффициент гидравлического трения; l – длина трубопровода; g – ускорение свободного падения. Коэффициент гидравлического трения I связан с динамической и осредненной скоростью турбулентного потока соотношением [22]:

$$\frac{I}{8} = \frac{(u^*)^2}{\bar{u}^2}, \quad (5)$$

где $(u^*)^2 = w_0 \frac{4b^2}{p} n$ – квадрат динамической скорости; $b = 11,4$ – коэффициент (без учета шероховатости).

Выражение для определения диссипации энергии на единицу длины трубопровода (гидравлического уклона) [20]:

$$i = \frac{\Delta p}{grl} = 8w_0 \frac{4b^2}{p} \frac{n}{d} \frac{1}{2g}, \quad (6)$$

где Δp – перепад давления по длине трубы.

Последнее выражение может быть преобразовано к виду [20]:

$$i = 1,44 \cdot 10^{10} w_0 e^8 \frac{\bar{u}}{2g}. \quad (7)$$

В табл. 1 приведены результаты расчета параметров турбулентного потока для трубы диаметром $d = 0,6$ м, длиной $l = 100$ м при коэффициенте кинематической вязкости $\nu = 1,002 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (20°C) и осредненной скорости движения жидкости, изменяющейся в пределах 0,5–3 м/с.

рости потока, при этом турбулентные пульсации носят не явно выраженный характер, и сопровождаются изменением диссипации механической энергии жидкости. Кривые зависимости частоты турбулентных пульсаций от числа Рейнольдса при изменении диаметра трубопровода и температуры рабочей среды приведены на рис. 4. Их анализ показал, что уменьшение диаметра трубопровода с 0,6 до

0,1 м приводит к повышению частоты турбулентных пульсаций до 92 Гц; при увеличении температуры жидкости от 5 до 30 °С частота турбулентных пульсаций возрастает до 70 Гц.

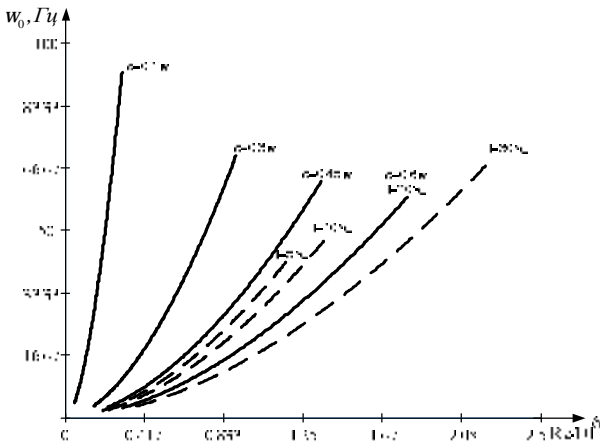


Рисунок 4 – Кривые изменения частоты турбулентных пульсаций w_0 от числа Рейнольдса Re при изменении диаметра трубопровода (сплошные линии) и температуры жидкости (пунктирные линии)

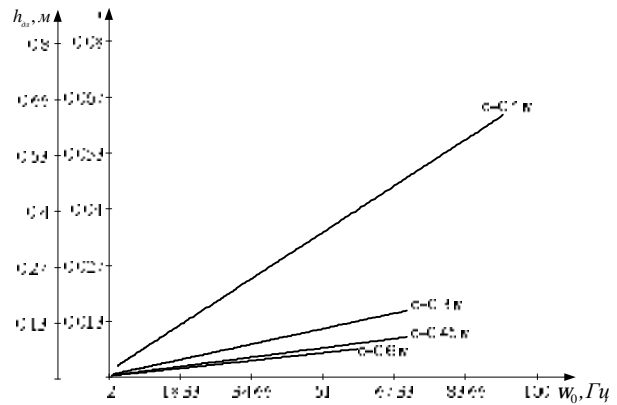
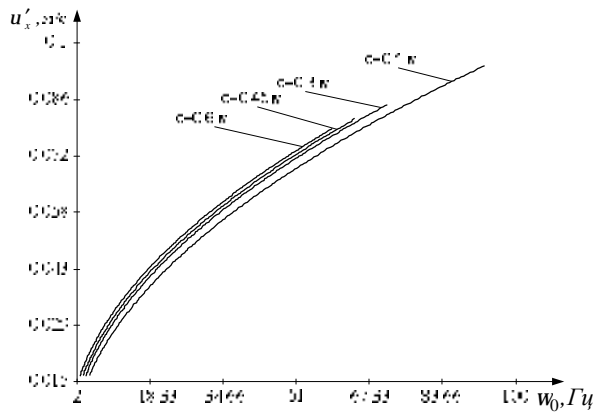


Рисунок 5 – Зависимость пульсационной составляющей скорости u'_x , гидравлического уклона i и потерь напора по длине трубопровода $h_{0л}$ от частоты турбулентных пульсаций w_0 при различных диаметрах трубопровода d

Не менее существенное влияние на режим работы ГТК оказывают кавитационные процессы в насосных агрегатах. Работа насоса сопровождается возникновением областей низкого давления вокруг вращающихся лопастей. При достижении давления жидкости в насосе давления насыщенного пара, жидкость испаряется, образуя небольшие полости, заполненные паром или газом, разрушение которых приводит к местным гидроударам в жидкости [23].

Кавитация в центробежных насосах приводит к снижению напора, уменьшению подачи и коэффициента полезного действия, усилению шума и вибрации насоса, эрозионному разрушению поверхностей рабочих элементов [24].

Кавитация различается по стадии развития, месту локализации и характеру протекания (рис. 6).

Анализ кривых изменения пульсационной составляющей скорости u'_x , гидравлического уклона i и потерь напора по длине $h_{0л}$ (рис. 5) показал, что величина u'_x возрастает в 6 раз, а i – в 5 раз при увеличении частоты турбулентных пульсаций до 92 Гц.

При уменьшении диаметра трубопровода в 6 раз наблюдается рост w_0 в 1,56 раза и u'_x в 1,175 раза соответственно.

Подводя итог сказанному, следует отметить, что турбулентность – сложный гидродинамический процесс, оказывающий существенное влияние на энергетические аспекты транспортирования жидкости по трубопроводу.

Основной характерной особенностью такого режима движения является наличие пульсаций напора и скорости движения жидкости, вызванных образованием вихревых структур в рабочем потоке. Рост частоты турбулентных пульсаций и увеличение негативного влияния турбулентности на транспортирование жидкости (потери напора) наблюдается при снижении поперечного сечения трубопровода и увеличении температуры рабочей среды.

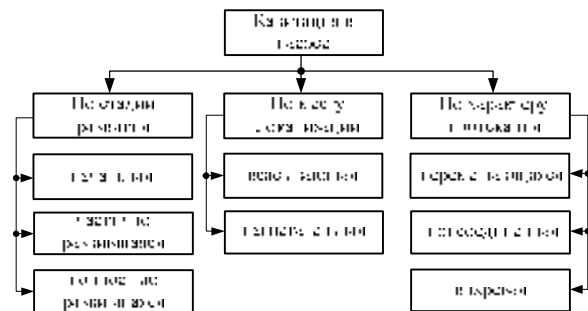


Рисунок 6 – Характеристика кавитации в насосе

В центробежных насосах принято различать два критических режима кавитации:

– первый критический режим соответствует моменту начала кавитации в насосе и характеризуется снижением напора и к.п.д. (точки A_1 – A_4 на рис. 7);

– второй критический режим соответствует моменту срыва работы насоса и характеризуется резким падением контролируемого параметра точки $B_1 - B_4$ на рис. 7).

Исследования показали, что кавитация приводит к самовозбуждению автоколебаний в системе питающий трубопровод - насос (рис. 8) [7].

В [7, 26] доказано, что на амплитуду кавитационных колебаний в насосе оказывает влияние давление на входе в насос и частота вращения вала насоса (рис. 9).

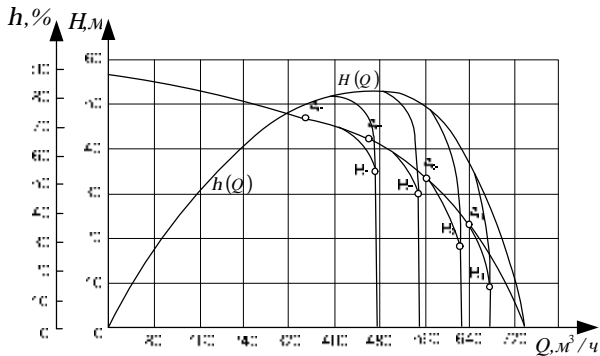


Рисунок 7 – Характеристики центробежного насоса в различных режимах кавитации

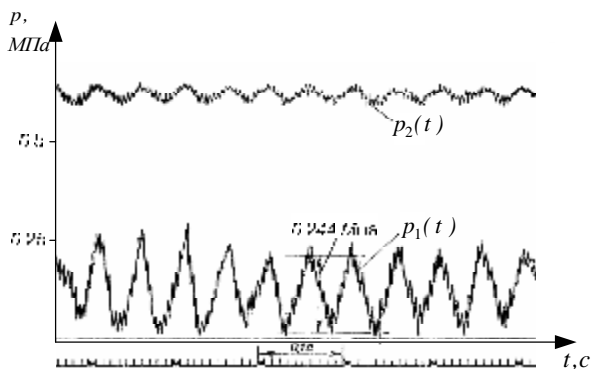


Рисунок 8 – Кавитационные колебания на входе в насос $p_1(t)$ и на выходе из насоса $p_2(t)$ с частотой 20 Гц

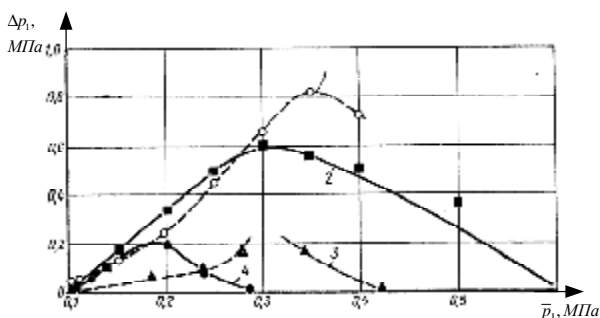


Рисунок 9 – Зависимость амплитуды кавитационных колебаний от давления на входе в насос при различных значениях частоты вращения вала насоса:
 1 – $n = 1.11 n_{ном}$; 2 – $n = n_{ном}$; 3 – $n = 0.82 n_{ном}$;
 4 – $n = 0.7 n_{ном}$

Из работ [7, 24–27] следует, что на частоту и амплитуду кавитационных колебаний влияют режим-

ные и конструктивные параметры насоса и питающего трубопровода (рис. 9):

– с увеличением угла установки лопастей рабочего колеса насоса имеет место снижение частоты кавитационных автоколебаний. Это объясняется ростом объема и снижением упругости кавитационных каверн в межлопастных каналах рабочего колеса насоса;

– с повышением входного давления суммарный объем кавитационных каверн уменьшается, амплитуда колебаний нарастает; при дальнейшем увеличении давления амплитуда колебаний снижается до полного прекращения колебаний;

– при снижении частоты вращения вала насоса амплитуда кавитационных колебаний уменьшается.

Выводы. Нестационарные процессы в гидротранспортных комплексах характеризуются различными причинами возникновения, сложным характером изменения технологических параметров и разнообразием проявлений. Турбулентность потока и кавитационные явления, имеющие место при функционировании гидротранспортного комплекса, сопровождаются пульсирующим характером изменения скорости потока и напора, что приводит к необходимости отказа от интегральных методов оценок режимов движения жидкости в виду их низкой информативности и потери части данных.

Обобщая вышеизложенное, следует, что частоты турбулентных пульсаций и кавитационных автоколебаний в насосе лежат в сверхнизком диапазоне 5–70 Гц [7, 26].

Таким образом, форма сигналов мгновенных значений напора и расхода в трубопроводе является суммой сигналов ряда физических явлений (кавитационных и турбулентных колебаний), что дает возможность представления сигналов напора и расхода в гидросистеме в виде суммы постоянной и периодической составляющих: $Q(t) = Q_0 + Q_1 \cos(\Omega t)$, где Q_0 – постоянная составляющая; Q_1 – гармоническая составляющая; $\Omega = 2\pi n_0$ – круговая частота.

Отсутствие точных и простых методов идентификации нестационарных процессов в гидротранспортном комплексе, а также способов снижения их негативного влияния подтверждает необходимость разработки новых подходов решения указанной проблемы на базе оценок мгновенных характеристик технологических и энергетических параметров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Трубаев П.А., Беседин П.В., Гришко Б.М. Гидравлические машины и системы технического водоснабжения: Учеб. пособие. – Белгород: БелГТАСМ, БИЭИ, 2002. – 132 с.
2. Онищенко Г.Б., Юньков М.Г. Электропривод турбомеханизмов. – М.: Энергия, 1972. – 240 с.
3. Лезнов Б.С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздушных установках. – М.: Энергоатомиздат, 2006. – 360 с.
4. Тарко Л.М. Волновые процессы в трубопроводах гидромеханизмов. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1963. – 184 с.

5. Вишневикий К.П. Переходные процессы в напорных системах водоподачи. – М.: Агропромиздат, 1986. – 135с.
6. Альтшуль А.Д., Животовский Л.С. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Стройиздат, 1987. – 414 с.
7. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. – М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.
8. Лямаев Б.Ф., Небольсин Г.П., Нелюбов В.А. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ. – Л.: Машиностроение, 1978. – 192 с.
9. Д. Андерсон. Вычислительная гидромеханика и теплообмін. Пер. с англ. – М.: Мир, 1990. – 384 с.
10. Х. Рауз. Механика жидкости/ Пер. с англ., А.П. Юфина. – М.: Стройиздат, 1967. – 392 с.
11. Валуева Е.П. Введение в механику жидкости. – М.: МЭИ, 2001. – 212 с.
12. Прандль Л. Гидроаэромеханика. – Иж.: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2000. – 576 с.
13. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. – М.: Недра, 1975. – 296 с.
14. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1987. – 847 с.
15. Монин А.С., Яглом А.М. Статистическая гидромеханика. – М.: Наука, 1967. – 641 с.
16. Ruchonet N., Nicolet C., Alligne S., Avellan F. Experimental investigation of cavitation influence on hydroacoustic resonance in pipe. 3rd IANR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno, Czech Republic, 2009. – P. 501 – 514.
17. У. Фрост, Т.Моулден. Турбулентность. Принципы и применение/ Пер. с англ. – М.: Мир, 1980. – 536 с.
18. И.О.Хинце. Турбулентность. – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1963. – 684 с.
19. Пуанкаре А. Теория вихрей. – Иж.: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2000. – 160 с.
20. Зарянкин А.Е., Барановский Б.В. О связи степени турбулентности с числом Рейнольдса // Известия вузов, серия «Энергетика». – 1975. – № 5. – с. 144 – 147.
21. Марон В.И. О частоте турбулентных выбросов в сдвиговом течении // В сб. Транспорт и хранение нефтепродуктов. – 2001. Вып.3. – С. 14 – 16.
22. Рахматуллин Ш.И., Гареев М.М., Ким Д.П. О турбулентном течении слабоконцентрированных растворов полимеров в трубах // Нефтегазовое дело. – 2005. – Вып. 2. – С. 32-38.
23. И. Пирсол. Кавитация/ Пер. с англ. – М.: Мир, 1975. – 95 с.
24. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.
25. Карелин В.Я. изнашивание лопастных насосов. – М.: Машиностроение, 1983. – 168 с.
26. Кавитационные автоколебания в насосных системах // Материалы совещания АН УССР «Общая механика». В 2-х ч: Под ред. В.С. Будника. – К.: Наукова думка, 1976. – 292 с.
27. Грянко Л.П., Напира А.Н. Лопастные насосы. – Л.: Машиностроение, 1975. – 432 с.

Стаття надійшла 10.03.2011 р.
Рекомендовно до друку к.т.н., доц.
Кореньковою Т.В.

АНАЛІЗ НЕСТАЦІОНАРНИХ ПРОЦЕСІВ В ГІДРОТРАНСПОРТНОМУ КОМПЛЕКСІ

Шутька О. В., асп.

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського

вул. Першотравнева, 20, 39600, м. Кременчук, Україна

E-mail: saue@polytech.poltava.ua

Виконаний аналіз особливостей протікання турбулентності та кавітаційних процесів у гідротранспортному комплексі. Проведена оцінка впливу конструктивних і режимних параметрів гідроістем на характеристики турбулентності й кавітації.

Ключові слова: турбулентність, кавітація, нестационарні процеси, гідротранспортний комплекс.

ANALYSIS OF TRANSIENTS IN A HYDROTRANSPORT COMPLEX

Shut'ka O., post-grad.

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

vil. Pershotravneva, 20, 39600, Kremenchuk, Ukraine

E-mail: saue@polytech.poltava.ua

Analysis of features of turbulence and cavitation processes in a hidrotransport complex has been made. Estimation of influence of structural and regime parameters of hydrosystem on descriptions of turbulence and cavitation has been conducted.

Key words: turbulence, cavitation, transients, gidrotransport complex.