

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ ПОТОКОВ ЖИДКОСТИ
В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ С КАВИТАЦИОННЫМИ
ГЕНЕРАТОРАМИ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ**

Приведены результаты теоретического и экспериментального исследования высокочастотных колебаний давления жидкости в гидравлической системе с двумя последовательно расположенными кавитационными генераторами колебаний давления жидкости.

Наведено результати теоретичного й експериментального дослідження високочастотних коливань тиску рідини в гідравлічній системі із двома послідовно розташованими кавітаційними генераторами коливань тиску рідини.

The results of theoretical and experimental studies in high-frequency oscillations of the fluid pressure in a hydraulic system with two subsequently disposed cavitation fluid-pressure oscillators are given.

Ранее в Институте технической механики НАН Украины и НКА Украины были проведены теоретические и экспериментальные исследования колебаний давления жидкости в гидравлических системах с кавитирующими сужающе-расширяющимися каналами местных гидравлических сопротивлений [1 – 7]. Были установлены основные характерные особенности колебаний, физическая природа которых обусловлена периодически срывной кавитацией в местных гидравлических сопротивлениях и аналогична природе хорошо известных в гидродинамике струхалевых частот колебаний. Были созданы основы теории высокочастотных высокоамплитудных колебаний давления жидкости в гидравлических системах с кавитирующими осесимметричными сужающе-расширяющимися каналами местных гидравлических сопротивлений. Был разработан принципиально новый генератор колебаний давления жидкости – кавитационный генератор, который представляет собой сужающе-расширяющийся канал определенной геометрии (типа трубки Вентури) [8]. При определенных условиях он работает в режиме периодически-срывной кавитации и преобразует входной стационарный поток жидкости в пульсирующий высокочастотный высокоамплитудный поток на выходе из генератора. Кавитационный генератор колебаний не содержит подвижных и вращающихся частей и не требует подвода дополнительной энергии. Были исследованы возможности использования пульсирующих потоков жидкости для повышения эффективности существующих и создания новых перспективных, высокопроизводительных, экологически чистых технологических процессов в различных отраслях промышленности: эмульгирования, диспергирования, бурения скважин, очистки поверхностей.

Давление на выходе из кавитационного генератора, как правило, устанавливается подпорным дросселем таким, чтобы отношение давлений на выходе из генератора и на входе в генератор равнялось $\approx 0,3$. Такой режим обеспечивает максимальные значения размаха колебаний давления в трубопроводе за кавитационным генератором, но при этом значительная величина давления срабатывает на подпорном дросселе. Это прямые потери энергии потока жидкости, которые снижают к. п. д. установки с кавитационным генератором. В настоящей работе представлены результаты исследования воз-

возможности работы двух последовательно установленных кавитационных генераторов с целью более полного использования энергии потока на входе в первый кавитационный генератор. В этом случае роль подпорного дросселя для первого генератора будет выполнять второй генератор.

Схема гидравлического стенда, на котором проводились экспериментальные исследования колебаний давления жидкости в гидравлической системе с двумя последовательно расположенными кавитационными генераторами, представлена на рис. 1. На этом рисунке приняты следующие обозначения: 1 – емкость большого объема для рабочей жидкости; 2 – вентиль для подачи жидкости из емкости в насос; 3 – входной коллектор; 4 – насосные агрегаты высокого давления; 5 – напорный трубопровод; 6 – турбинный датчик расхода жидкости; 7 – входной трубопровод первого кавитационного генератора; 8 – первый кавитационный генератор; 9 – выходной трубопровод первого кавитационного генератора; 10 – второй кавитационный генератор; 11 – выходной трубопровод второго кавитационного генератора; 12 – подпорный дроссель; 13 – байпасный дроссель; 14 – заправочный вентиль; 15 – сливной вентиль.

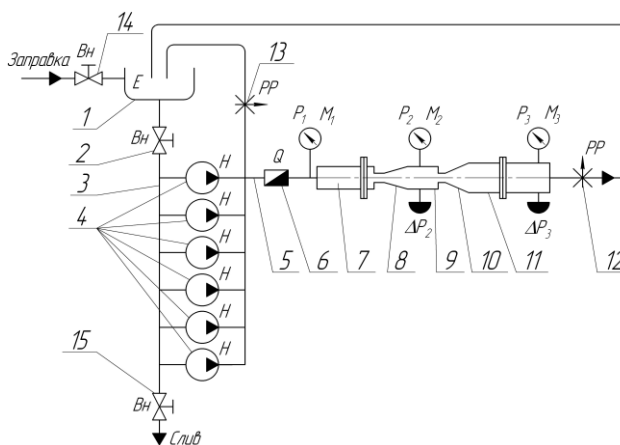


Рис. 1

Для обеспечения необходимых расходов рабочей жидкости включается определенное количество насосов. Рабочая жидкость из стендовой емкости 1 при открытом вентиле 2 поступает во входной коллектор 3 и затем подается с помощью насосов 4 в напорный трубопровод 5, из которого через датчик расхода 6 поступает в первый, а затем и во второй кавитационный генератор. Далее рабочая жидкость через подпорный дроссель 12 сливается в стендовую емкость 1. Постоянное давление в напорном трубопроводе 5 устанавливается с помощью байпасного дросселя 13, а давление в выходном трубопроводе 11 устанавливается подпорным дросселем 12. Емкость 1 заправляется технической водой через вентиль 14, слив воды из нее проводится с помощью вентиля 2 и 15.

Испытания проводились в следующем порядке. После установки заданного значения давления \bar{p}_1 на входе в первый кавитационный генератор с помощью подпорного дросселя 12 давление \bar{p}_3 на выходе второго кавитационного генератора ступенчато изменялось от $\bar{p}_3 = 0,05 \bar{p}_2$ до $\bar{p}_3 = 0,8 \bar{p}_2$ с шагом $\bar{p}_3 = 0,05 \bar{p}_2$.

В процессе проведения испытаний измерялись давления на входе p_1 и выходе p_2 первого кавитационного генератора, а также давление p_3 в конце выходного трубопровода второго кавитационного генератора. Средние значения давлений \bar{p}_1 , \bar{p}_2 и \bar{p}_3 измерялись частотными датчиками ЛХ-2706, значения давлений p_2 и p_3 во времени измерялись датчиком ДДИ-20.

Кроме того, средние значения давлений на входе и на выходе кавитационных генераторов при установлении определенного режима течения контролировались с помощью технических манометров класса 0,6. Расход жидкости Q_1 на входе в первый кавитационный генератор измерялся с помощью турбинного датчика расхода ТДР-17. Показания датчиков записывались в ПЭВМ на основе аппаратно-программного комплекса с использованием платы ввода аналоговых сигналов.

Режим работы первого кавитационного генератора при отношении давлений на выходе и на входе генератора $\bar{p}_2 / \bar{p}_1 = 0,3$ (что соответствует параметру кавитации $\bar{\tau}_1 = 0,3$) обеспечивался диаметром критического сечения второго последовательно установленного кавитационного генератора при полностью открытом подпорном дросселе 12. При закрытии подпорного дросселя изменялся режим работы первого кавитационного генератора, так как увеличивалось среднее значение давления \bar{p}_2 , которое являлось входным для второго кавитационного генератора.

Ниже представлены полученные результаты исследования колебаний в гидросистеме при давлении на входе в первый кавитационный генератор $\bar{p}_1 = 21$ бар. На рис. 2 приведен участок осциллограммы записи давления p_2 в выходном трубопроводе первого кавитационного генератора при значении параметра кавитации $\bar{\tau}_1 = 0,33$.

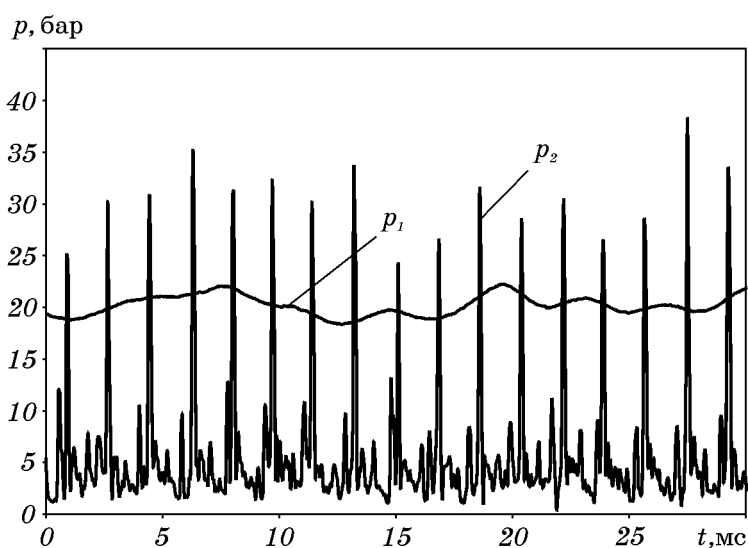


Рис. 2

Как видно из осциллограммы, в трубопроводе за первым кавитационным генератором наблюдаются колебания давления, которые имеют ударный характер. Такой вид колебаний характерен для колебаний, обусловленных режимом периодически-срывной кавитации [5]. По результатам испытаний по-

лучены значения частот f_1 колебаний давления и размахов Δp_2 колебаний давления p_2 от параметра кавитации $\bar{\tau}_1$ для первого кавитационного генератора.

На рис. 3а приведены значения частот f_1 колебаний, а на рис. 3б – размахов Δp_2 колебаний давления в выходном трубопроводе первого кавитационного генератора при различных значениях параметра кавитации $\bar{\tau}_1$. Из рассмотрения приведенных данных видно, что высокочастотные кавитационные колебания давления в трубопроводе за первым кавитационным генератором, как и следовало ожидать, наблюдаются в диапазоне изменения значений параметра кавитации $\bar{\tau}_1$ от 0,32 до 0,79.

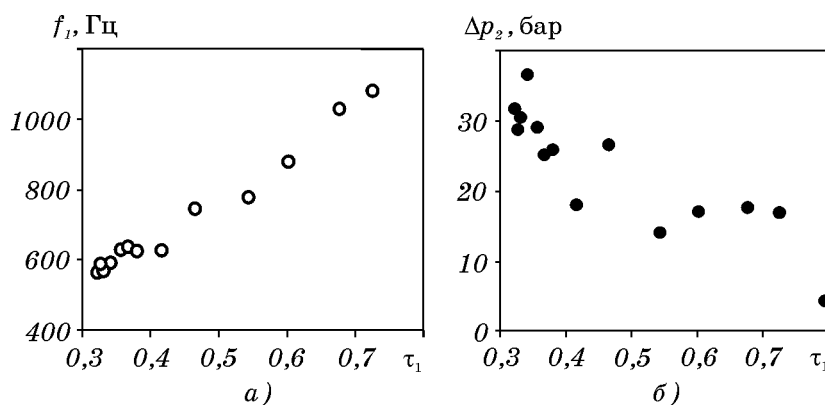


Рис. 3

С повышением параметра кавитации $\bar{\tau}_1$ частота f_1 колебаний давления жидкости увеличивается от 564 до 1099 Гц. Максимальные значения размаха Δp_2 колебаний давления зарегистрированы при значении параметра кавитации $\bar{\tau}_1 = 0,34$ и составили $\Delta p_2 = 36,6$ бар, что в 1,83 раза превышает установленное значение давления на входе в кавитационный генератор.

На вход последовательно установленного второго кавитационного генератора поступает высокочастотный пульсирующий поток при определенном значении среднего давления. Поскольку второй кавитационный генератор установлен непосредственно в конце выходного трубопровода первого кавитационного генератора, то среднее значение давления \bar{p}_2 на входе в него изменяется при регулировании подпорным дросселем среднего значения давления \bar{p}_3 . При этом среднее значение давления \bar{p}_1 на входе в первый кавитационный генератор остается постоянным.

В ходе испытаний давление \bar{p}_2 на входе во второй кавитационный генератор изменялось от 5,79 до 16,94 бар. При этом давление \bar{p}_3 на выходе из генератора изменялось от 0,13 до 15,61 бар.

На рис. 4 представлена осциллограмма записи давления p_3 в выходном трубопроводе за вторым кавитационным генератором при значении параметра кавитации $\bar{\tau}_2 = 0,45$ (при отношении давлений $\bar{p}_3 / \bar{p}_2 = 0,45$).

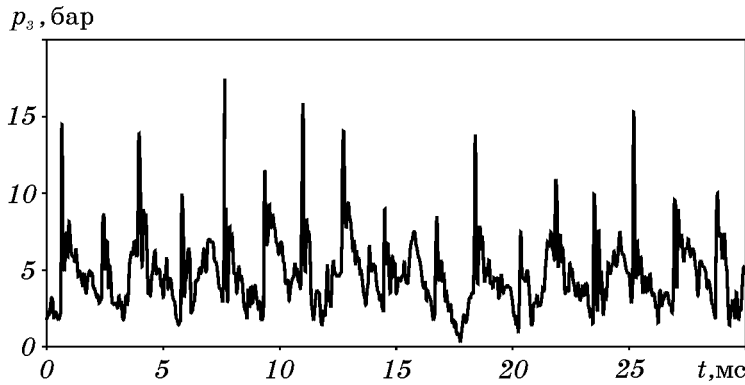


Рис. 4

На оциллограмме видно, что в выходном трубопроводе второго последовательно установленного кавитационного генератора наблюдаются колебания ударного характера, форма которых аналогична форме колебаний за первым кавитационным генератором и характерна для колебаний, обусловленных режимом периодически-срывной кавитации.

На рис. 5а представлены значения частот f_2 колебаний давления p_3 , а на рис.5б – значения размаха Δp_3 колебаний давления в выходном трубопроводе за вторым кавитационным генератором при различных значениях параметра кавитации $\bar{\tau}_2$ (отношения давлений \bar{p}_3 / \bar{p}_2).

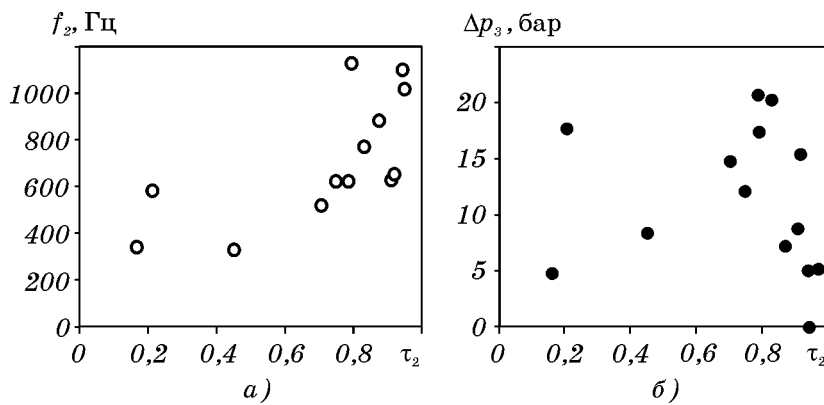


Рис. 5

Приведенные на рис. 5 данные показывают, что колебания давления жидкости в выходном трубопроводе за вторым кавитационным генератором наблюдаются в диапазоне изменения значений параметра кавитации $\bar{\tau}_2$ от 0,166 до 0,91. В этом диапазоне частота f_2 колебаний давления p_3 изменяется от 340 до 1100 Гц. Максимальные значения размахов Δp_3 колебаний давления зарегистрированы при значении параметра кавитации $\bar{\tau}_2 = 0,78$ и составляют $\Delta p_3 = 20,6$ бар, что в 3 раза превышает значение установившегося давления \bar{p}_2 на входе второго кавитационного генератора.

Представленные выше результаты экспериментов показывают, что в гидравлической системе с последовательно установленными двумя кавитационными генераторами реализуются режимы высокочастотных колебаний давления жидкости в трубопроводах и за первым, и за вторым генератором.

Второй генератор можно рассматривать как дополнительное сосредоточенное местное гидравлическое сопротивление в выходном трубопроводе первого генератора. Это сопротивление оказывает влияние только на начальное минимальное значение параметра кавитации, при котором наблюдаются высокочастотные колебания в выходном трубопроводе первого генератора. Установлено также, что второй кавитационный генератор не оказывает влияния на значения частот и размахов колебаний давления жидкости в выходном трубопроводе первого генератора при соответствующих значениях параметра кавитации, а высокочастотные колебания давления жидкости в выходном трубопроводе первого генератора не влияют на возникновение режима высокочастотных колебаний давления жидкости в выходном трубопроводе второго генератора.

Математическое моделирование динамических процессов, реализующихся в гидравлической системе с двумя последовательно расположенными кавитационными генераторами колебаний давления жидкости, представляет интерес в свете прояснения вопроса о деталях взаимодействия нестационарных потоков в кавитационных генераторах. Такое моделирование проведено на основе подхода, предложенного в [9].

Рассмотрим участок гидравлической системы с двумя кавитационными генераторами, расчетная схема которого показана на рисунке 6.

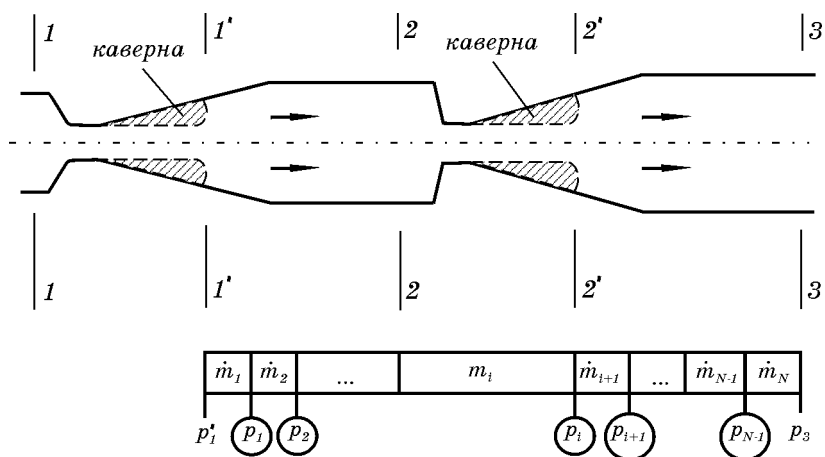


Рис. 6

Введем следующие обозначения. Кавитационный генератор, расположенный слева на рисунке, обозначим номером 1, справа – номером 2. Сечение 1 – 1 выберем на входе в генератор № 1. Сечение 1' – 1' соответствует положению концевой части каверны в генераторе № 1. Сечение 2 – 2 поместим в выходной части трубопровода, расположенного после генератора № 1 (в месте установки датчика давления p_2 в эксперименте). Сечение 2' – 2' соответствует положению концевой части каверны в генераторе № 2. Сечение 3 – 3 выберем на выходе из трубопровода, расположенного после генератора № 2 (в месте установки датчика давления p_3 в эксперименте).

Разобьем участок гидравлической системы, расположенный между сечениями 1' – 1' и 3 – 3, на N конечных элементов – см. рис.6. Участок гидравлической магистрали между сечениями 2 – 2 и 2' – 2' представим как один конечный элемент. Коэффициент инерционного сопротивления этого элемента определяется формой канала на участке 2 – 2 и 2' – 2', а податливость в сече-

нии 2' – 2' определяется наличием каверны в диффузоре кавитационного генератора № 2.

Систему дифференциальных уравнений, описывающую нестационарное движение жидкости на рассматриваемом участке диффузора кавитационного генератора и в выходном трубопроводе, представим в виде:

$$\bar{p}_1 = p_1 + a_1 \dot{m}_1^2 + J_1 \frac{d\dot{m}_1}{dt}, \quad (1)$$

$$p_{i-1} = p_i + a_i \dot{m}_i^2 + J_i \frac{d\dot{m}_i}{dt}, \quad (i = 2, 3, \dots, N-1), \quad (2)$$

$$p_{N-1} = \bar{p}_3 + a_N \dot{m}_N^2 + J_N \frac{d\dot{m}_N}{dt}, \quad (3)$$

$$-C_i \frac{dp_i}{dt} = \dot{m}_{i+1} - \dot{m}_i + C_i r_i \left(\frac{d\dot{m}_{i+1}}{dt} - \frac{d\dot{m}_i}{dt} \right), \quad (i = 1, 2, \dots, N-1, i \neq K, L), \quad (4)$$

$$\rho \frac{dV_{ci}}{dt} - C_i \frac{dp_i}{dt} = \dot{m}_{i+1} - \dot{m}_i + C_i r_i \left(\frac{d\dot{m}_{i+1}}{dt} - \frac{d\dot{m}_i}{dt} \right), \quad (i = K, L), \quad (5)$$

$$\frac{dV_{ci}}{dt} = \xi_i \cdot O_i(t), \quad (i = K, L), \quad (6)$$

$$\frac{d\xi_i}{dt} = \frac{1}{2V_{ci}} \left[-\frac{(p_i - p_c)}{\rho C^*} V_{ci}^{4/3} + \frac{\chi_i}{C^*} + \frac{1}{3} \xi_i^2 \right] \cdot O_i(t), \quad (i = K, L), \quad (7)$$

где p – давление в жидкости; \dot{m} – массовый расход жидкости; ρ – плотность жидкости; V_{ci} ($i = K, L$) – максимальные объемы каверн в кавитационных генераторах № 1 и № 2 (данные величины определяются по методу, изложенному в [5]); ξ_i ($i = K, L$) – скорости изменения объемов каверн в

кавитационных генераторах № 1 и № 2; $\chi_i = -\frac{2\sigma}{(3/4\pi)^{1/3}} \frac{V_{ci}}{\rho} - \frac{4}{3} \frac{\eta}{\rho} V_{ci}^{1/3} \xi_i$

(η и σ – соответственно коэффициенты вязкости и поверхностного натяжения жидкости); $C^* = \frac{1}{2 \cdot 3^{1/3} (4\pi)^{2/3}}$; a_i – коэффициент гидравлического сопротивления i -го конечного элемента:

$$a_i = \frac{\bar{p}_{i-1} - \bar{p}_i}{\dot{m}^2};$$

$J_i = 4l_i / (\pi d_{i-1} d_i)$ – коэффициент инерционного сопротивления i -го (конического) элемента (l_i , d_{i-1} , d_i – длина и диаметры элемента);

$C_i = 0,5(V_i + V_{i+1}) / c^2$ – податливость, обусловленная сжимаемостью жидкости (V_i , V_{i+1} – объемы соседних элементов, c – скорость звука в жидкости);

$r_i = \varepsilon c / F_i$ – коэффициент связи расходов [10], принимаемый обычно как

некоторая часть ε от величины волнового сопротивления емкости c/F_i (F_i – площадь поперечного сечения i -го элемента); $O_i(t)$ ($i=K, L$) – управляющие функции, значения которых до некоторого момента времени полагаются равными нулю, затем – единице до окончания процесса схлопывания каверн соответственно в генераторах № 1 и № 2, после чего снова полагаются равными нулю. Периодичность “включения” указанных функций соответствует периодам колебаний давления жидкости, обусловленным периодически-срывной кавитацией в кавитационных генераторах № 1 и № 2, и рассчитывается по соотношениям работы [5].

Начальные значения параметров потока соответствуют установившемуся режиму работы гидросистемы

$$\dot{m}_i(0) = \bar{m}, \quad i = 1, 2, \dots, N, \quad (8)$$

$$p_i(0) = \bar{p}_i, \quad i = 1, 2, \dots, N-1, \quad (9)$$

$$V_{ci}(0) = V_{ci0}, \quad \xi_i(0) = 0, \quad (i = K, L), \quad (10)$$

где давления \bar{p}_i определяются путем линейной интерполяции с использованием величин \bar{p}'_1 , \bar{p}'_2 , \bar{p}'_2 и \bar{p}'_3 .

При численном интегрировании системы уравнений (1) – (7) с начальными условиями (8) – (10) задавались исходные данные, которые соответствовали условиям проведения экспериментов: $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$; $\eta = 0,001 \text{ кг/(м}\cdot\text{с)}$; $\bar{p}_1 = 21 \text{ бар}$; $\bar{p}_2 = 7 \text{ бар}$; $\bar{p}_3 = 3,2 \text{ бар}$. Скорость звука c в жидкости была принята равной 700 м/с , а величина ε полагалась равной $0,05$.

Рассчитаны следующие два режима работы гидросистемы. Первый режим – гипотетический, при его расчете значение давления в сечении $2' - 2'$ задавалось постоянным во времени и равным значению в начальный момент времени. При этом отсутствовало взаимное влияние параметров течения по обе стороны от сечения $2' - 2'$, и оба кавитационных генератора работали на режимах, которые можно назвать автономными. Результаты расчетов для первого режима приведены на рис. 7 (для кавитационного генератора № 1) и рис. 8 (для кавитационного генератора № 2).

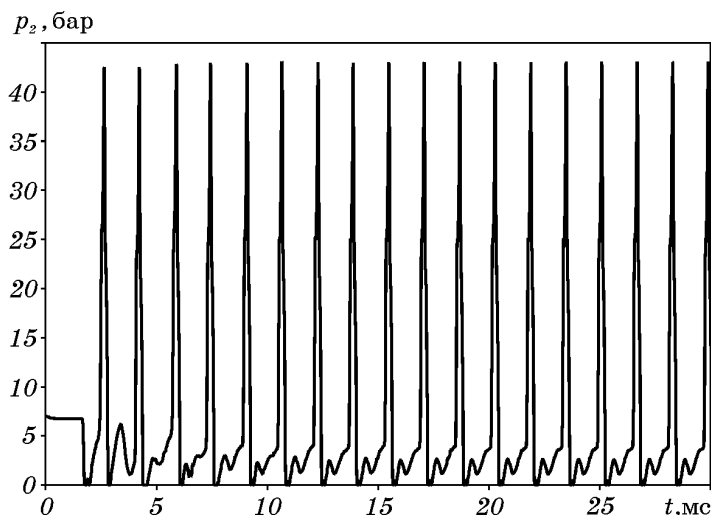


Рис. 7

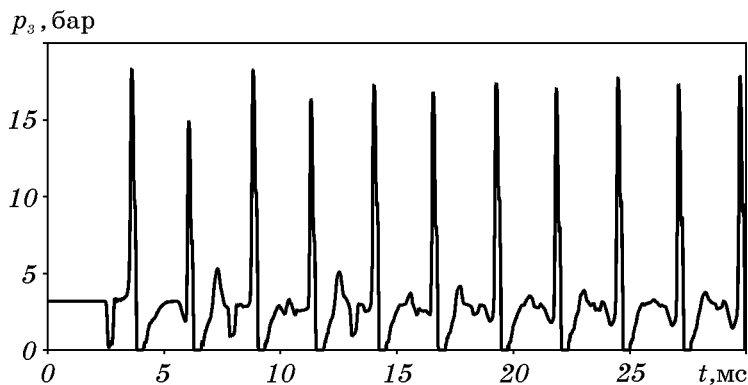


Рис. 8

Второй режим – реальный режим работы гидросистемы при последовательном расположении кавитационных генераторов № 1 и № 2. Результаты расчетов для второго режима приведены на рис. 9 и 10.

Сравнение результатов расчетов, приведенных на рис. 7 и 9, показывает, что в рассмотренном интервале времени размах колеблющейся величины давления практически не изменяется при переходе от автономного режима работы кавитационного генератора № 1 к режиму работы при последовательном расположении кавитационных генераторов № 1 и № 2. Однако, в последнем случае (при последовательном расположении кавитационных генераторов) размах колеблющейся величины давления в различных интервалах времени, составляющих несколько периодов колебаний, претерпевает заметные изменения. Аналогичный вывод применительно к кавитационному генератору № 2 можно сделать из сравнения результатов расчетов, приведенных на рисунках 8 и 10.

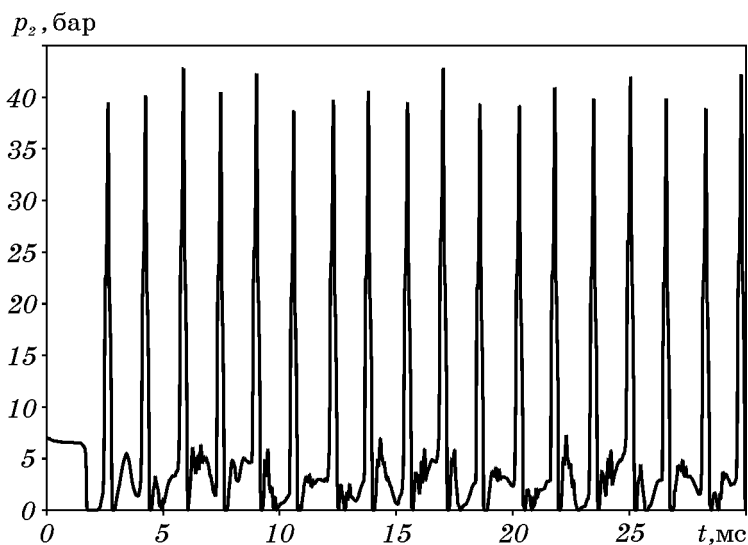


Рис. 9

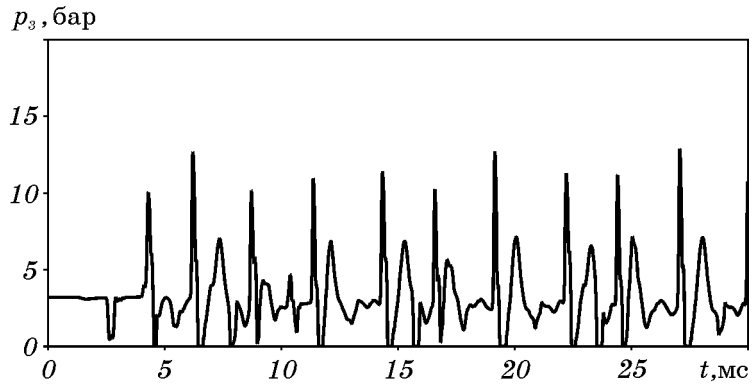


Рис. 10

Проведенное математическое моделирование динамических процессов, реализующихся в гидравлической системе с двумя последовательно расположенными кавитационными генераторами колебаний давления жидкости, показало, что параметры указанных динамических процессов близки к параметрам процессов, происходящих при автономной работе каждого из кавитационных генераторов.

Полученные расчетные результаты, приведенные на рис. 9 и 10, удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными, показанными на рис. 2 и 4.

В целом полученные результаты расчетов указывают на работоспособность предложенной схемы совместной работы кавитационных генераторов колебаний, позволяющей использовать энергию потока жидкости после первого генератора для дополнительного преобразования её в колебательную энергию потока во втором генераторе.

Таким образом, на основе математического моделирования (в одномерном приближении с использованием метода конечных элементов) и экспериментального исследования пульсирующих потоков жидкости в гидравлических системах с кавитационными генераторами колебаний установлена принципиальная возможность повышения эффективности использования энергии потока жидкости путем применения в таких системах двух последовательно расположенных кавитационных генераторов колебаний. Полученные результаты имеют большое значение при создании новых и интенсификации существующих технологических процессов в различных отраслях промышленности на основе использования пульсирующих кавитационных потоков жидкости.

1. Пилипенко В. В. Исследование высокочастотных кавитационных автоколебаний в гидравлической системе с трубкой Вентури / В. В. Пилипенко, В. А. Задонцев, И. К. Манько, Н. И. Довгоцько // Кавитационные автоколебания в насосных системах. – Киев : Наук. думка, 1976. – Ч. 2. – С. 104 – 113.
2. Манько И. К. Влияние угла диффузора трубки Вентури на частоту и уровень максимальных значений давления высокочастотных кавитационных автоколебаний / И. К. Манько // Кавитационные автоколебания и динамика гидравлических систем. – Киев : Наук. думка, 1977. – С. 34 – 38.
3. Манько И. К. К расчету частоты высокочастотных кавитационных автоколебаний в гидравлической системе с трубкой Вентури / И. К. Манько, А. П. Шепелев // Динамика насосных систем. – Киев : Наук. думка, 1980. – С. 110 – 115.
4. Пилипенко В. В. Об одном механизме автоколебаний в гидравлической системе с кавитирующей трубкой Вентури / В. В. Пилипенко, В. А. Задонцев // Кавитационные автоколебания в насосных системах. – Киев : Наук. думка, 1976. – Ч. 2. – С. 93 – 103.
5. Пилипенко В. В. Кавитационные автоколебания / В. В. Пилипенко. – Киев : Наук. думка, 1989. – 316 с.

6. *Пилипенко В. В.* К определению амплитуд колебаний давления, создаваемых кавитационным генератором / *В. В. Пилипенко* // Математические модели рабочих процессов в гидроневмосистемах. – Киев : Наук. думка, 1981. – С. 18 – 24.
7. *Пилипенко В. В.* К определению частот колебаний давления, создаваемых кавитационным генератором / *В. В. Пилипенко* // Динамика насосных систем. – Киев : Наук. думка, 1980. – С. 115 – 119.
8. А. с. 505444 СССР, МКИ В 06 В 1/18. Генератор колебаний давления воды / *В. В. Пилипенко, В. А. Задонцев, И. К. Манько, Н. И. Довгоцько, В. А. Дрозд.* – Опубл. 05.02.76, Бюл. № 9.
9. *Pilipenko O. V.* Use of cavitation pulse generator of high-frequency, high-amplitude self-oscillations for dispersion suspensions / *O. V. Pilipenko, L. G. Zapolsky, Yu. A. Kvasha* // Proc. Fifth International Symposium on Cavitation “New utilization of cavitation in biomedical, environment and material processing”. – Osaka (Japan), 2003. – ID: CAV2003-OS-2-3-004. – 6 p.
10. Теория автоматического управления ракетными двигателями / *А. А. Шевяков, В. М. Калинин, Н. В. Науменкова, В. Г. Дятлов.* – Москва : Машиностроение, 1978. – 288 с.

Институт технической механики
НАН Украины и НКА Украины,
Днепропетровск

Получено 28.07.09,
в окончательном варианте 28.07.09