

УДК 662.995:532.575

Ю. А. ЖУЛАЙ¹, Ю. А. КВАША², А. Д. НИКОЛАЕВ²¹ *Институт транспортных систем и технологий
Национальной академии наук Украины, Днепр*² *Институт технической механики Национальной академии наук Украины
и Государственного космического агентства Украины, Днепр***СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ РАСЧЁТА АМПЛИТУД КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ, СОЗДАВАЕМЫХ КАВИТАЦИОННЫМ ГЕНЕРАТОРОМ**

Одним из устройств, реализующих энергосберегающие технологии, является трубка Вентури специальной геометрии, получившая название кавитационный генератор колебаний давления жидкости (далее генератор). Он преобразует стационарное течение технологической жидкости в дискретно-импульсный поток повышенной мощности, обладает простотой изготовления и отсутствием подвижных частей, не требует дополнительных источников энергии и органично вписывается в существующее оборудование. Практическое использование генератора в машиностроении, металлургии, химической отрасли и в горном деле позволяет снизить удельное энергопотребление до 50%.

Целью настоящей работы является сравнительный анализ существующих методов расчёта амплитуд колебаний давления, создаваемых генератором, и выбор метода, позволяющего определять амплитуды с приемлемой точностью.

Методика основана на определении различными методами размахов колебаний давления жидкости в зависимости от режима кавитационного течения.

Результаты представлены в виде расчетных зависимостей размахов колебаний давления жидкости от значения параметра кавитации и их сопоставления с экспериментальными данными.

Научная новизна. Установлено, что метод, использующий конечно-элементную дискретизацию конструкции генератора и выходного трубопровода с движущейся в нём жидкостью, удовлетворительно описывает параметры колебательного процесса в различных элементах гидросистемы. Однако модель требует некоторой корректировки в части описания базовых зависимостей, относящихся к динамике кавитационного течения в генераторе, в случае необходимости более тщательного согласования с экспериментальными данными. Указанная модель удобна при проведении многоцелевых исследовательских работ, включающих экспериментальную корректировку данных, но ее применение для инженерных расчетов вызывает определенные затруднения в части программирования и длительности подготовки к проведению расчетов.

Уточненная линейная математическая модель генератора позволяет инженерными методами получить количественное согласование экспериментальных и теоретических зависимостей размаха колебаний давления жидкости от параметра кавитации.

Практическая значимость полученных результатов состоит в том, что уточненная линейная математическая модель генератора позволяет на стадии проектирования установить рациональный режим гидроимпульсного воздействия генератора (размаха колебаний давления жидкости) при определенном давлении подпора в технологическом трубопроводе промышленной установки и не требует дополнительных экспериментальных исследований.

Ключевые слова: математические методы расчета, кавитационный генератор, размах колебаний давления жидкости, параметр кавитации.

Введение

Одним из направлений интенсификации технологических процессов и снижения удельного энергопотребления в различных отраслях промышленности является использование периодически срывного кавитационного течения технологической жидкости. В качестве устройства, реализующего преобразование стационарного течения в кавитационный

дискретно-импульсный поток, используется трубка Вентури специальной геометрии, получившая название кавитационный генератор колебаний давления жидкости (далее генератор). Он обладает простотой изготовления, отсутствием подвижных частей, не требует дополнительных источников энергии и органично вписывается в существующее оборудование. Примеры практического использования генератора в металлургии, машиностроении и хими-

ческой промышленности приведены в работе [1].

Известны исследования, направленные на разработку энергосберегающих технологических процессов в горнодобывающей отрасли наложением вибонагрузки на породоразрушающий инструмент при бурении и путем знакопеременного воздействия на капилляры породы продуктивной зоны при раскольматации скважин. Использование генератора в этих случаях позволяет снизить удельное энергопотребление до 50%.

В последние годы интенсивно ведутся работы по созданию гидроимпульсных технических средств борьбы с газодинамическими явлениями в шахтах [2]. Результаты горно-экспериментальных работ показали, что применение генератора обеспечивает качественное гидрорыхление и дегазацию выбросоопасных угольных пластов.

Выбор параметров импульсного воздействия в приведенных работах осуществлялся на основании экспериментальных проливок генератора с целью определения рационального режима его работы. В последующем подтверждение этого режима проводилось при испытании генератора в составе того или иного устройства.

Изучение современного состояния исследований гидродинамических генераторов показывает, что существующие теории, дающие описание физических основ их работы сложны для оценки и сравнения эффективности генераторов с различными геометрическими параметрами. Их динамические характеристики, определенные в соответствии с той или иной теорией, часто имеют значительное расхождение с экспериментальными данными. Отсутствует простая и надежная методика определения ожидаемого импульсного воздействия в том или другом технологическом процессе.

Выбор рациональной конструкции генератора, его режимных параметров и оценку эффективности рабочего процесса необходимо проводить на основе математической модели генератора, которая позволит инженерными методами получить с приемлемой точностью согласование его расчетных и экспериментальных значений амплитуд.

1. Анализ последних исследований и публикаций

В зависимости от угла раскрытия диффузора β в стандартной трубке Вентури может реализоваться один из трех типов кавитационного течения [3].

При $\beta < 9^\circ$, в ней реализуется режим стационарного течения с оседлой кавитационной каверной в зоне критического сечения трубки Вентури. Такая трубка Вентури используется в системе регулирования топлива ракетного двигателя как стабилизатор

расхода жидкости, обеспечивающей постоянный расход жидкости за счет изменения проходного сечения в зоне оседлой каверны [см., например, 4, 5].

При углах раскрытия диффузора $9^\circ < \beta < 16^\circ$ трубка Вентури работает в режиме осциллирующего кавитационного течения, периодически изменяя свои размеры. Это приводит к потере устойчивости системы "трубка Вентури – выходной трубопровод". Частота колебаний при таком режиме, как правило, не превышает 150 Гц. Анализ устойчивости такой системы приведен в работе [3].

При углах раскрытия диффузора $\beta > 16^\circ$ в проточном канале трубки Вентури реализуется режим периодически срывного кавитационного течения.

Отличительными особенностями такого течения являются стабильность частоты роста, отрыва и захлопывания кавитационной каверны (500 – 15000 Гц), а также отсутствие зависимости частоты колебаний от длины выходного трубопровода за местным сужением, что указывает на неакустическую природу высокочастотных колебаний [3]. Вследствие негармонической формы колебаний при проведении таких исследований использовалась величина размаха $\Delta P = P_{\max} - P_{\min}$, где P_{\max} и P_{\min} – максимальное и минимальное значения давления в импульсе за генератором. Использование такого типа устройства позволяет реализовать способ создания импульсов давления жидкости, в несколько раз превышающие по величине давление, получаемое на выходе насосной установки. Именно такая трубка Вентури получила название кавитационный генератор колебаний давления воды [6].

Анализ литературных данных по определению динамических характеристик генератора как источника импульсных колебаний жидкости показал, что в настоящее время существует три типа математического описания процесса колебаний в системе "генератор – выходной трубопровод".

1. Метод конечных элементов применялся при исследовании кавитационно-импульсных процессов диспергирования суспензий [7] и определении параметров продольных колебаний буровых снарядов – виброускорений, размахов колебаний давлений бурового раствора [8].

2. Линейная математическая модель для определения параметров колебаний давления жидкости в генераторе [1, 3] использовалась при разработке установки гидроимпульсного сбива окалины при горячей прокатке металла [3] и устройства гидроимпульсного рыхления выбросоопасных угольных пластов [9].

3. Уточненная линейная математическая модель генератора [10] использовалась в работе [2] при обосновании гидродинамических параметров устройства гидроимпульсного рыхления угольных

пластов и при последующей разработке способа такого рыхления [11].

Целью настоящей работы является следующее: на основании сравнительного анализа существующих математических методов, описывающих процесс колебаний в системе "генератор – выходной трубопровод", определить метод расчета амплитуд колебаний давления, создаваемых генератором, позволяющий получить количественное согласование теоретических и экспериментальных зависимостей размахов колебаний давления в выходном трубопроводе от параметра кавитации τ .

Параметр кавитации τ как критерий динамического подобия режима кавитационного течения жидкости представляет собой отношение давления на выходе генератора к давлению на его входе, т.е.

$$\tau = \frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{н}}}.$$

В числитель этого параметра входит значение давления, под действием которого каверна захлопывается, а в знаменателе – давление, определяющее скоростной напор потока, в результате которого может образоваться и расширяться каверна.

Достижение поставленной цели данного исследования позволит на стадии проектирования нового оборудования или модернизации существующего реализовать рациональный режим импульсного воздействия на объект без дополнительных дорогостоящих экспериментальных исследований по определению динамических характеристик генератора.

2. Параметры генераторов

Для решения поставленной цели были выполнены расчеты амплитуд колебаний давления, создаваемых генераторами, геометрические и режимные параметры которых приведены в таблице 1.

Таблица 1
Геометрические и режимные параметры генераторов при $\beta = 20^\circ$

Параметр	Размер, мм		
Диаметр критики	$d_{\text{кр}}=2,5$	$d_{\text{кр}}=6,0$	$d_{\text{кр}}=8,0$
Длина критики	$l_{\text{кр}}=3,4$	$l_{\text{кр}}=8,2$	$l_{\text{кр}}=10,9$
Выходной диаметр	$D=10,0$	$D=24,0$	$D=32,0$
Длина диффузора	$l_{\text{д}}=21,24$	$l_{\text{д}}=51,04$	$l_{\text{д}}=68,0$
Входное давление	объёмный расход $\text{дм}^3/\text{с}$		
1,0 МПа	0,204	1,2	2,11
10,0 МПа	0,646	3,8	6,67
20,0 МПа	0,914	5,35	9,45
30,0 МПа	1,119	6,58	11,58

3. Математическое моделирование колебаний в гидросистеме с кавитационным генератором при использовании метода конечных элементов

В работах [7, 8] определение параметров колебаний жидкости и конструкции трубопровода за генератором проведено с использованием конечно-элементной дискретизации на участке диффузора кавитационного генератора с выходным трубопроводом и движущейся в нем жидкости. Дискретизация выполнена одномерными упруго-массовыми и гидравлическими конечными элементами. На основе интегрирования соответствующей системы дифференциальных уравнений, описывающих нестационарное движение жидкости на рассматриваемом участке, определялись расчетные зависимости изменения давления во времени в выходном трубопроводе p_2 при различных значениях давления нагнетания p_1 и параметра кавитации τ . Расчетная схема части гидравлической системы, содержащей кавитационный генератор и выходной трубопровод, и расположение конечных элементов при математическом моделировании процесса колебаний в системе, приведены на рис. 1.

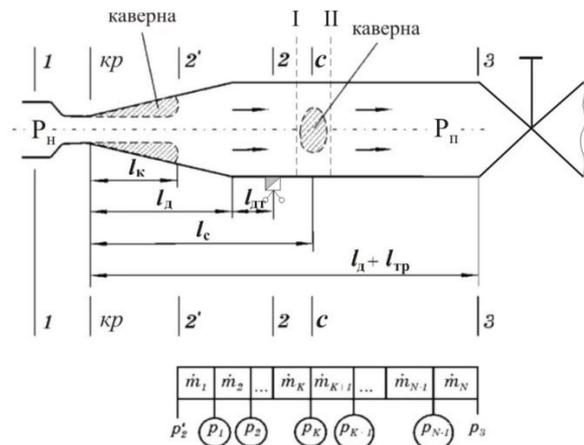


Рис. 1. Расчётная схема части гидравлической системы с генератором

При разработке математической модели кавитационных колебаний приняты следующие основные допущения: давление в каверне является постоянным и равняется давлению насыщенных паров, время установки термодинамического равновесия существенно меньше периода колебаний, нет уноса паровой фазы из каверны, жидкость сжимаема, а стенки трубопровода абсолютно твердые. При моделировании использованы следующие обозначения: F – площадь поперечного сечения, m – массовый секундный расход жидкости, $P_{\text{н}}$ – давление

нагнетания на входе в генератор, P_n – давление подпора в выходном трубопроводе и p_i – давление в i -м сечении.

Уравнение движения центра масс i -го конечного элемента конструкции использовалось в виде [8]:

$$(m_i + m_i^p) \frac{d^2 \Delta x_i}{dt^2} + c_i (\Delta x_i - \Delta x_{i-1}) + b_i \left(\frac{d \Delta x_i}{dt} - \frac{d \Delta x_{i-1}}{dt} \right) + c_{i+1} (\Delta x_i - \Delta x_{i+1}) + b_{i+1} \left(\frac{d \Delta x_i}{dt} - \frac{d \Delta x_{i+1}}{dt} \right) = \sum_n \Delta F_i^n, \quad (1)$$

где m_i – масса i -го конечного элемента конструкции гидравлической системы, совершающего движение в продольном направлении и определяющая продольную жесткость элемента конструкции;

m_i^p – присоединенная масса i -го конечного элемента конструкции;

$c_i = E_i A_i \Delta l_i^{-1}$ – коэффициент жесткости i -го конечного элемента;

A_i – площадь поперечного сечения i -го элемента конструкции;

E_i – модуль упругости Юнга материала i -го элемента конструкции;

Δl_i – продольная длина i -го элемента конструкции;

$b_i = b_i^0 (m_i + m_i^p) \sqrt{E_i A_i / m_i \Delta l_i}$ – коэффициент демпфирования i -го элемента конструкции;

Δx_i – отклонение координаты центра масс i -го конечного элемента от положения динамического равновесия;

b_i^0 – декремент колебаний i -го конечного элемента;

ΔF_i^n – отклонение силы, действующей на элемент конструкции со стороны жидкости при колебаниях, от ее установившегося значения.

Система дифференциальных уравнений, описывающая в [7, 8] нестационарное движение жидкости в диффузоре генератора и в выходном трубопроводе, представлена в виде:

$$\bar{p}'_2 = p_1 + a_1 \dot{m}_1^2 + J_1 \frac{d \dot{m}_1}{dt}, \quad (2)$$

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

$$p_{N-1} = \bar{p}_3 + a_N \dot{m}_N^2 + J_N \frac{d \dot{m}_N}{dt}, \quad (4)$$

$$-C_i \frac{dp_i}{dt} = \dot{m}_{i+1} - \dot{m}_i + C_i r_i \left(\frac{d \dot{m}_{i+1}}{dt} - \frac{d \dot{m}_i}{dt} \right), \quad (i = 1, 2, \dots, N-1, i \neq K), \quad (5)$$

$$\rho \frac{dV_c}{dt} - C_i \frac{dp_i}{dt} = \dot{m}_{i+1} - \dot{m}_i + C_i r_i \left(\frac{d \dot{m}_{i+1}}{dt} - \frac{d \dot{m}_i}{dt} \right), \quad (i = K), \quad (6)$$

$$\frac{dV_c}{dt} = \xi \cdot O(t), \quad (7)$$

$$\frac{d\xi}{dt} = \frac{1}{2V_c} \left[-\frac{(p_K - p_c)}{\rho C^*} V_c^{4/3} + \frac{\chi}{C^*} + \frac{1}{3} \xi^2 \right] \cdot O(t), \quad (8)$$

где ρ – плотность жидкости;

\dot{m}_i – массовый расход жидкости через i -й конечный элемент жидкости;

N – общее число конечных элементов;

K – номер элемента, в выходном сечении которого осуществляется процесс схлопывания кавитационной полости;

$V_c''(t)$ – объем схлопывающейся каверны;

$V_c'(t)$ – объем оседлой каверны в диффузорной части кавитационного генератора;

$O(t)$ – управляющая функция, значения которой до момента времени периодического схлопывания каверны полагаются равными нулю, затем – единице до окончания процесса схлопывания каверны;

a_i – коэффициент, который определяет гидравлическое сопротивление 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 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 упругостью жидкости (V_i , V_{i+1} – объемы соседних элементов);

$r_i = \varepsilon c / F_i$ – коэффициент связи, который принимается обычно как некоторая часть ε от величины волнового сопротивления емкости c / F_i (F_i – площадь поперечного сечения i -го элемента);

ξ – производная по времени от объема полости кавитационной каверны при схлопывании в сечении $c - c$;

p_c – давление насыщенных паров жидкости;

σ – поверхностное натяжение;

η – динамическая вязкость жидкости;

Коэффициенты C^* и χ в модели рассчитывались следующим образом:

$$C^* = \frac{1}{2 \cdot 3^{1/3} (4\pi)^{2/3}};$$

$$\chi = -\frac{2\sigma}{\left(\frac{3}{4\pi}\right)^{1/3}} \frac{V_c''}{\rho} - \frac{4}{3} \frac{\eta}{\rho_f} V_c^{n/3} \xi.$$

Начальные значения параметров потока отвечают установившемуся режиму работы системы

$$\dot{m}_i(0) = \bar{m}, \quad i = 1, 2, \dots, N, \quad (9)$$

$$p_i(0) = \bar{p}_i, \quad i = 1, 2, \dots, N-1, \quad (10)$$

$$V_c(0) = V_{c0}, \quad \xi(0) = 0, \quad (11)$$

где давление \bar{p}_1 определяется путем линейной интерполяции с использованием величин \bar{p}'_2 , \bar{p}_2 и \bar{p}_3 .

При численном интегрировании системы уравнений (1) – (8) с начальными условиями (9) – (11) задавались следующие значения параметров: $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$; $\eta = 0,001 \text{ кг/(м}\cdot\text{с)}$; $\sigma = 0,073 \text{ кг/с}^2$; $\varepsilon = 0,05$; $c = 1200 \text{ м/с}$; $l_{\text{дт}} = 0,05 \text{ м}$ (место установки датчика полного давления ДДИ-20, см. рис. 1); $l_{\text{тр}} = 2 \text{ м}$; $\bar{p}_3 = \bar{p}_2 - 0,1 \text{ МПа}$

На рис. 2 приведены расчетные зависимости $p_2(t)$ [7] при $\bar{p}_1 = 10 \text{ МПа}$ и значении параметра кавитации $\bar{\tau} = 0,2$ для генератора колебаний $d_{\text{кр}} = 6 \text{ мм}$ (см. табл. 1)

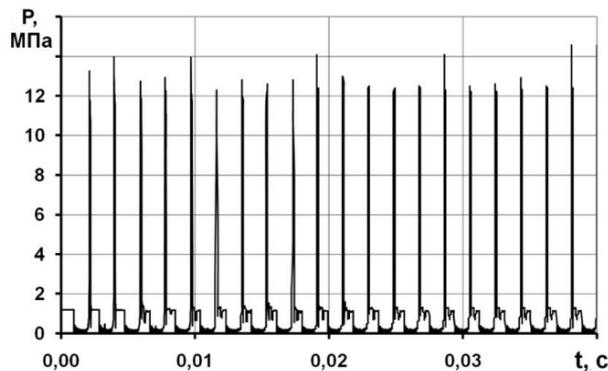


Рис. 2. Расчетные зависимости изменения во времени p_2 при $\bar{p}_1 = 10 \text{ МПа}$ и значении параметра кавитации $\bar{\tau} = 0,2$ для генератора $d_{\text{кр}} = 6,0 \text{ мм}$

Из характера колебательного процесса (см. рис. 2) следует, что в проточной части генератора реализуется режим периодически срывного кавитационного течения и возникают колебания давления жидкости, обусловленные периодическим «схлопыванием» кавитационных каверн на выходе из диффузора генератора. Размах автоколебаний носит

ударный характер с явно выраженной скажностью и превышает значение давления нагнетания примерно в 1,5 раза. Следует также отметить, что, как показал анализ колебательных процессов для различных значений параметра кавитации τ , наблюдается изменение формы импульсов давления. С уменьшением значения τ отношение длительности импульсов к периоду колебаний уменьшается, т.е. возрастает скажность процесса.

Сравнение расчетных и экспериментальных зависимостей размахов колебаний давления ΔP от режимных параметров для кавитационных генераторов с геометрическими характеристиками, приведенными в таблице 1, показано на рис. 3.

Расчетные данные, приведенные на этом рисунке, получены при давлениях нагнетания на входе в генератор P_H , равном 10 МПа (пунктирная линия) и 30 МПа (сплошная линия). Экспериментальные данные обозначены соответствующими маркерами, соединенными мелким пунктиром.

Из рассмотрения представленных результатов видно, что для значений давления $P_H = 30$ и 10 МПа получено удовлетворительное согласование расчетных значений размаха колебаний давления, определенных по модели (1) ÷ (11), с экспериментальными данными только для генератора с $d_{\text{кр}} = 8,0 \text{ мм}$ в диапазоне изменения значений $\tau = 0,012 \div 0,4$.

Однако для значений $d_{\text{кр}} = 6,0$ и 2,5 мм, как это видно из приведенного рисунка, для всех значений давления нагнетания существует значительное отличие теоретических значений размаха колебаний давления ΔP от экспериментальных данных во всём диапазоне изменения параметра кавитации τ .

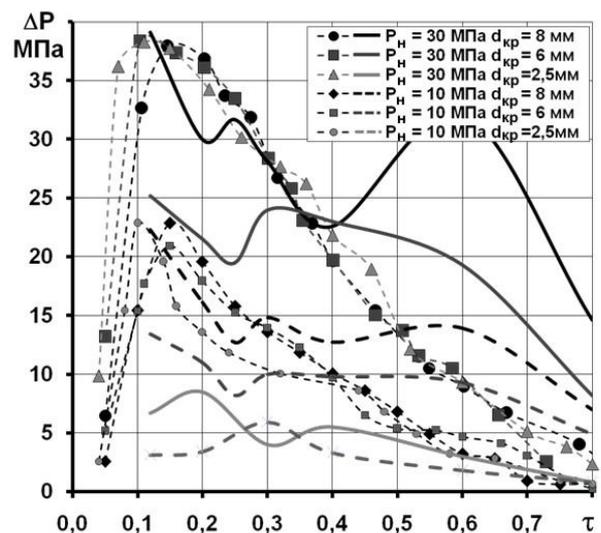


Рис. 3. Расчетные и экспериментальные зависимости размаха колебаний давления ΔP от параметра кавитации τ при давлениях нагнетания $P_H = 10$ и 30 МПа

Различие теоретических и экспериментальных значений размахов колебаний давления ΔP , прежде всего, может быть связано с проявлением собственных динамических свойств относительно длинного выходного трубопровода. В частности, для генератора с диаметром $d_{кр} = 8,0$ мм характерно, что, начиная от значения числа кавитации $\tau = 0,4$ и выше кавитационный генератор возбуждает колебания давления с частотами, близкими к собственным частотам колебаний конструкции выходного трубопровода. В данном случае устанавливается динамическое (резонансное) взаимодействие конструкции генератора и выходного трубопровода с протекающей в них жидкостью, что приводит к существенному росту размаха колебаний давления ΔP . При получении вышеуказанных экспериментальных данных, по всей видимости, был использован более короткий выходной трубопровод.

Для генератора диаметром $d_{кр} = 2,5$ мм определения параметров колебаний жидкости данная модель требует некоторой корректировки в части описания параметров кавитационного течения для улучшения согласования с экспериментальными данными при режимах $P_n = 10$ и 30 МПа.

Как следует из полученных результатов, рассмотренная модель удовлетворительно описывает характер колебательного процесса в трубопроводе за генератором, а также учитывает резонансное взаимодействие конструкции генератора и выходного трубопровода, но в каждом конкретном случае требует некоторой корректировки в части описания параметров кавитационного течения для улучшения согласования с экспериментальными данными. Указанная модель удобна при проведении исследовательских работ при наличии соответствующего программного обеспечения, опирающегося на массив экспериментальных данных. Применение этой модели для выполнения экспресс-анализа в инженерных расчетах кавитационного течения с трубкой Вентури вызывает определенные затруднения в части программирования и длительности расчетов.

4. Линейная математическая модель кавитационного генератора

Несмотря на сложность математического описания периодически срывного кавитационного течения жидкости в генераторе, реализующего колебания давления жидкости с далеко не гармонической формой, эта модель позволяет инженерными методами оценивать размах колебаний давления [1, 3]. В этой работе определение амплитуд колебаний в системе за генератором выполнено с использованием уравнения баланса жидкости в отклонениях для выделенного объема жидкости (см. расчетную схему

на рис.1), в котором находится оторвавшаяся часть кавитационной каверны.

$$\rho \frac{d\delta V_k}{dt} = \delta \dot{m}_2 - \delta \dot{m}_1, \quad (12)$$

где δV_k – текущее значение объема оторвавшейся части каверны;

$\delta \dot{m}_1, \delta \dot{m}_2$ – отклонения массовых расходов жидкости на входе и выходе выделенного объема.

Далее, подставляя в уравнение (12) переменные в виде произведения амплитудных значений на гармоническую функцию времени $e^{i\omega t}$ и перейдя к комплексным амплитудам, определялась формула для расчета амплитуд высокочастотных кавитационных колебаний давления

$$|\delta P| = \rho \cdot v_{кр}^2 (2\pi)^2 Sh_M^2 \frac{I_d}{\sqrt{1 + \frac{(2\pi)^2 \cdot v_{кр}^2 \cdot I_d^2 \cdot F_2^2}{\ell_k^2 \cdot c^2}}} \cdot \frac{|\delta V_k|}{\ell_k^2}, \quad (13)$$

где c – скорость звука в жидкости;

F_2 – площадь выходного сечения диффузора генератора;

Sh_M – модифицированное число Струхаля;

I_d – коэффициент инерционного сопротивления участка диффузора генератора колебаний, расположенного между новой оседлой каверной и выходом из диффузора;

ℓ_k – осевая длина каверны;

δV_k – объем оторвавшейся части кавитационной каверны, равный максимальному объему оседлой каверны в момент ее отрыва.

Sh_M, I_d, ℓ_k и δV_k определяются следующими выражениями:

$$Sh_M = \sqrt{1 - \sqrt{1 - \tau}} - \frac{1}{\sqrt{\mu}} (1 - \sqrt{1 - \tau}), \quad (14)$$

$$I_d = \frac{1}{\pi \cdot \text{tg} \frac{\beta}{2}} \cdot \left[\frac{1}{r_{кр} + \ell_k \cdot \text{tg} \frac{\beta}{2}} - \frac{1}{r_{кр} + \ell_d \cdot \text{tg} \frac{\beta}{2}} \right], \quad (15)$$

$$\ell_k = \frac{r_{кр}}{\text{tg} \frac{\beta}{2}} \cdot \left(\frac{\mu}{1 - \sqrt{1 - \tau}} - 1 \right), \quad (16)$$

$$|\delta \bar{V}_k| = \frac{\pi \ell_k}{2} \left[3r_{кр}^2 (1 - \mu) + 3r_{кр} \ell_k \left(\text{tg} \frac{\beta}{2} - \text{tg} \frac{\alpha}{2} \right) + \ell_k^2 \left(\text{tg}^2 \frac{\beta}{2} - \text{tg}^2 \frac{\alpha}{2} \right) \right], \quad (17)$$

где α – угол расширения струи жидкости.

Расчет размахов высокочастотных кавитационных автоколебаний и их частоты осуществлялся на

персональном компьютере по программе с использованием языка Fortran с шагом $\tau = 0,1$. при значениях угла расширения струи $\alpha = 1,35^\circ$, скорости звука в жидкости $c = 1200$ м/с, коэффициента расхода жидкости $\mu = 0,95$ и давления насыщенных паров $P_k = 0,0024$ МПа.

На рис. 4 приведены результаты таких расчетов и экспериментальные данные в виде зависимостей $\Delta P = f(\tau)$ для кавитационных генераторов, геометрические параметры которых приведены в табл. 1 при давлениях нагнетания $P_n = 1, 10, 20$ и 30 МПа.

Из сопоставления этих зависимостей видно, что расчетные максимальные значения размаха колебаний ΔP удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными. Однако теоретические зависимости $\Delta P = f(\tau)$, по сравнению с экспериментальными, сдвинуты вправо, в сторону повышения параметра кавитации.

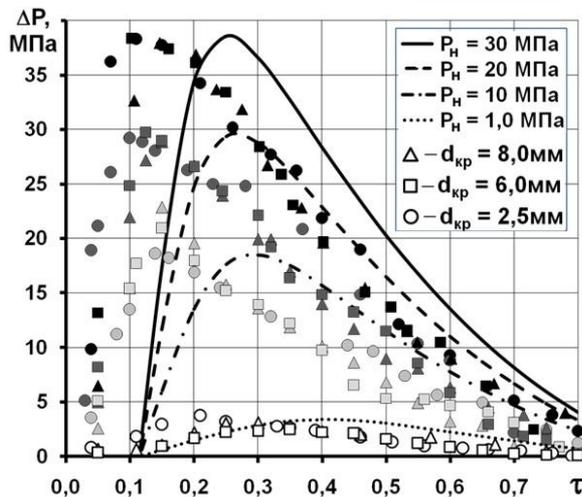


Рис. 4. Теоретические и экспериментальные зависимости размаха колебаний давления ΔP от параметра кавитации τ при давлениях нагнетания $P_n = 1, 10, 20$ и 30 МПа

Такое же расхождение теоретических и экспериментальных зависимостей размаха колебаний давления ΔP от параметра кавитации τ было замечено и на графических материалах, представленных в работе [3] на стр. 65.

Указанное расхождение расчетных и экспериментальных данных не позволяет по теоретической зависимости правильно выбрать режимные параметры кавитационного генератора для реализации в технологическом трубопроводе, расположенном за ним, максимальных величин пульсаций давления. Это приведет к снижению энергоэффективности технологического процесса и потребует дополнительных экспериментальных исследований.

5. Уточнённая линейная математическая модель генератора

Уточненная линейная математическая модель приведена в работе [10]. В ней теоретически обоснованы и экспериментально подтверждены граничные условия возникновения и прекращения периодически срывного кавитационного течения жидкости в генераторе. Для генераторов, геометрические параметры которых приведены в таблице 1, минимальное значение параметра кавитации $\tau_{мин}$, определенное по избыточному давлению равно нулю. Максимальное значение параметра кавитации $\tau_{макс}$, при котором прекращается режим периодически срывного кавитационного течения жидкости в генераторе, равно 0,88.

Учитывая вышеизложенное, выражения для определения модифицированного числа Струхала Sh_M и осевой длины каверны l_k приобретают вид

$$Sh_M = \sqrt{1 - \sqrt{0,88 - \tau}} - \frac{1}{\sqrt{\mu}} (1 - \sqrt{0,88 - \tau}), \quad (18)$$

$$l_k = \frac{r_{кр}}{\operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} \cdot \left(\frac{\mu}{1 - \sqrt{0,88 - \tau}} - 1 \right). \quad (19)$$

Теоретические значения размаха кавитационных колебаний давления от параметра кавитации, полученные из уточненной модели динамики кавитационного течения с использованием зависимостей (13) и (17)÷(19) для генераторов, геометрические и режимные параметры которых приведены в таблице 1, приведены на рис. 5. Данные результаты расчётов получены при значениях угла расширения струи $\alpha = 1,35^\circ$, скорости звука в жидкости $c = 1200$ м/с, коэффициента расхода жидкости $\mu = 0,95$ и давления насыщенных паров $P_k = 0,0024$ МПа. На этом же рисунке представлены и экспериментальные зависимости $\Delta P = f(\tau)$.

Совпадение экспериментальных и расчетных зависимостей размаха колебаний на выходе генератора ΔP от параметра кавитации τ показывает удовлетворительную точность расчетного определения этой величины с использованием зависимостей (13), (14) и (17)÷(19) в рассматриваемых диапазонах давлений нагнетания P_n . Относительная погрешность, приведенных результатов определения размахов колебаний давления, не превышает 15%.

В рассматриваемом диапазоне изменения параметра кавитации в проточной части генератора реализуется режим периодически срывного кавитационного течения и возникают колебания давления жидкости, которые обусловлены схлопыванием ка-

витационных каверн. При фиксированном значении параметра кавитации τ увеличение давления на входе в экспериментальный образец кавитационного генератора P_n приводит к росту величины размаха колебания давления ΔP .

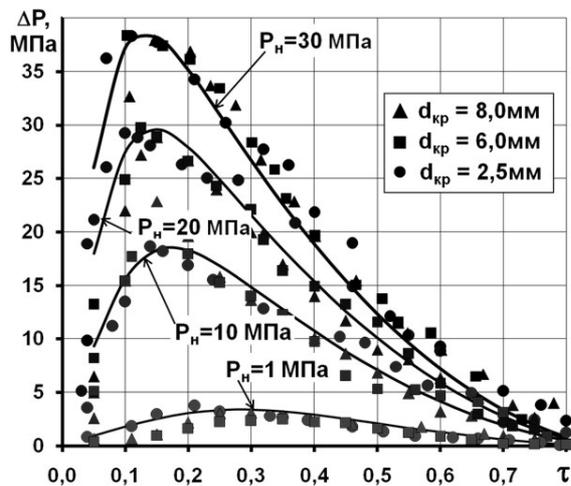


Рис. 5. Теоретические и экспериментальные зависимости размаха колебаний ΔP от параметра кавитации τ при давлениях нагнетания $P_n = 1 \div 30$ МПа

Зависимости $\Delta P = f(\tau)$ для разных значений давления P_n имеют максимум в диапазоне значений параметра кавитации $\tau \approx 0,09 \div 0,3$. При увеличении давления нагнетания P_n максимум ΔP смещается в сторону меньших значений параметра кавитации τ . Максимальное значение размаха ΔP колебательной величины давления приблизительно в 1,3 – 3,0 раза превышает давление на входе в генератор P_n . При этом с увеличением давления нагнетания P_n отношение $\Delta P/P_n$ уменьшается. Так, при $P_n = 1$ МПа $\Delta P/P_n \approx 3,0$, а при $P_n = 30$ МПа $\Delta P/P_n \approx 1,3$.

Анализ зависимостей $\Delta P = f(\tau)$ наглядно показывает, что размах давления ΔP определяется давлением нагнетания жидкости P_n и параметром кавитации τ . Влияние диаметра критического сечения генератора $d_{кр}$, а, следовательно, и объемного расхода жидкости на значения размахов колебаний ΔP отсутствует. Так, например, при $P_n = 30$ МПа и при изменении $d_{кр}$ от 2,5 до 6,0 мм значение объемного расхода жидкости выросло пропорционально росту проходного сечения генератора в 5,76 раза (от 1,12 до 6,58 л/с, см. табл. 1), а уровень размаха ΔP не изменился.

Казалось бы, схлопывание большего объема каверны при увеличении проходного сечения генератора должно привести к увеличению размаха колебаний ΔP . Однако, как следует из рис. 5, этого не происходит. Другими словами, существует парадокс

влияния объемного расхода жидкости через кавитационный генератор на колебательную составляющую давления на выходе из него. В работе [12] с физической точки зрения и с позиции существующей линейной математической модели генератора установлено, что колебательная составляющая давления не зависит от размера каверны, а определяется скоростью движения ее стенки.

Однако при выборе режимных параметров генератора, при его использовании в том либо другом технологическом процессе, следует учесть, что его энергетические характеристики определяются не только размахом колебаний давления, но и колебательной составляющей объемного расхода жидкости в трубопроводе за генератором [13].

Выводы

Анализ представленных математических методов описания периодически срывного кавитационного течения жидкости в системе "генератор – выходной трубопровод" и результаты расчетов по ним размаха колебаний давления в выходном трубопроводе позволили установить, что при прочих равных условиях по давлению нагнетания и в диапазоне изменения параметра кавитации от 0,05 до 0,8:

– **математическая модель гидродинамических процессов**, в которой проведена конечно-элементная дискретизация конструкции генератора и выходного трубопровода с движущейся в нём жидкостью, описывает кавитационные явления в трубке Вентури при периодически схлопывающейся на ее выходе кавитационной каверны. Модель позволяет учесть динамическое взаимодействие колебаний жидкости и конструкции с выявлением резонансных режимов колебаний. В целом модель удовлетворительно отображает параметры колебательного процесса в различных элементах гидросистемы в исследуемом диапазоне параметра кавитации. Однако она требует некоторой корректировки в части описания базовых зависимостей динамики кавитационного течения в генераторе в случае необходимости более тщательного согласования с экспериментальными данными.

Указанная модель удобна при проведении исследовательских работ при наличии определенного количества экспериментальных данных, но ее применение для инженерных расчетов вызывает определенные затруднения в части программирования и длительности подготовки к проведению расчетов;

– **линейная математическая модель** кавитационного генератора колебаний давления позволяет инженерными методами оценивать максимальное значение размаха колебаний давления. В то же время расчетные зависимости размаха колебаний дав-

ления от параметра кавитации «сдвинуты» вправо по сравнению с экспериментальными данными.

Это не позволяет использовать линейную модель на стадии проектирования для определения рационального режима импульсного воздействия устройства и требует дополнительных экспериментальных исследований;

– **уточненная линейная модель** генератора, в которой определены граничные условия возникновения и прекращения периодически срывного кавитационного течения жидкости в нем, позволяет получить количественное согласование экспериментальных и теоретических зависимостей размаха от параметра кавитации во всем исследуемом диапазоне его изменения.

Полученный результат имеет важное практическое значение. До настоящего времени теоретическая оценка уровня гидроимпульсного воздействия генератора (размаха колебаний) при определенном давлении подпора в технологическом трубопроводе промышленной установки отсутствовала. Это не позволяло на стадии проектирования установить рациональный режим импульсного воздействия устройства и требовало дополнительных дорогостоящих экспериментальных исследований.

Литература

1. Pilipenko, V. V. Cavitation self-oscillations intensify technological processes [Text] / V. V. Pilipenko, I. K. Man'ko, V. A. Zadontsev // *Proceedings of a Fluid Dynamics Panel Workshop*. – Kiev, Ukraine. Report 827, 1998. – pp.32-1–32-4.
2. Ангеловський, О. А. Обґрунтування гідродинамічних параметрів пристрою гідроімпульсного розпушування вугільних пластів [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.06.05 : захищена 10.04.15 : затв. 30.06.15 / Ангеловський Олександр Анатолійович. – Дніпро, 2015. – 217 с.
3. Пилипенко, В. В. Кавитационные автоколебания [Текст] : моногр. / В.В. Пилипенко. – К. : Наукова думка, 1989. – 316 с.
4. Wonjae, Y. An Experimental Study on Flow Characteristics of Cavitation Venturi [Text] / Y. Wonjae, A. Kyubok // *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*. – 2014. – vol. 19, no. 4. – P. 1-7.
5. Experimental Performance Evaluation of a Cavitating Venturi [Text] / A. Abedini, A. Ashrafizade, H. Karimi, M. Madandar // *Arab J Sci Eng*. – 2014. – No 39. – P. 1375–1380.
6. А.с. 504444 СССР, МКИ В 06 В 1/18. Генератор колебаний давления воды [Текст] / В. В. Пилипенко, В. А. Задонцев, И. К. Манько, Н. И. Довгогоцько, В. А. Дрозд (СССР). – № 1782997 ; заявл. 06.05.72 ; опубл. 05.02.76, Бюл. № 9.
7. Pilipenko, O. V. Use of the cavitation pulse generator of high-frequency, high-amplitude self-

oscillations for dispersing suspensions [Electronic resource] / O. V. Pilipenko, L. G. Zapol'sky, Y. A. Kvasha // CAV-2003-OS-2-3-004, Fifth International Symposium on Cavitation (CAV 2003), Osaka, Japan, November 1-4, 2003. – Access mode: <http://flow.me.es.osaka-u.ac.jp/cav2003/Papers/Cav03-OS-2-3-004.pdf>. – 15.12.2017.

8. Манько, И. К. Математическое моделирование продольных колебаний бурового снаряда с высокочастотным кавитационным гидровибратором [Текст] / И. К. Манько, А. Д. Николаев / *Науковий вісник НГУ*. – 2004. – № 11. – С. 65-73.

9. Пат. 87038 Україна, МПК E21F 5/02. Пристрій для гідроімпульсного впливу на вугільний пласт [Текст] / Васильєв Л. М., Жулай Ю. О., Зберовський В. В., Моїсєєнко П. Ю., Трохимец Н. Я. (Україна) ; заявник і патентоволодар ІГТМ НАН України. – № а 2007 10209 ; заявл. 13.09.07 ; опубл. 10.06.09, Бюл. № 11.

10. Жулай, Ю. А. Уточнение линейной математической модели кавитационного генератора колебаний давления жидкости [Текст] / Ю. А. Жулай // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 7(114). – С. 21-26.

11. Пат. 73023 Україна, МПК E21B 43/26. Спосіб гідроімпульсного розпушування вугільних пластів [Текст] / Зберовський В. В., Жулай Ю. О., Васильєв Д. Л., Никифоров О. В., Колчин Г. И., Ангеловський О. А., Чугунков І. Ф., Ніскевич О. М. (Україна) ; заявник і патентоволодар ІГТМ НАН України. – № и 201201719 ; заявл. 16.02.12 ; опубл. 10.09.12, Бюл. № 17.

12. Жулай, Ю. А. О парадоксе влияния объемного расхода жидкости через кавитационный генератор на размах колебаний [Текст] / Ю. А. Жулай // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2017. – № 1(136). – С. 29-35.

13. Жулай, Ю. А. Влияние параметров генератора на энергетические характеристики дискретно-импульсного потока жидкости [Текст] / Ю. А. Жулай, Н. А. Дзоз // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2017. – № 9(144). – С. 58-66

References

1. Pilipenko, V. V., Man'ko, I. K., Zadontsev, V. A. Cavitation self-oscillations intensify technological processes. *Proceedings of a Fluid Dynamics Panel Workshop*, Kiev, Ukraine. Report no. 827, 1998, pp. 32-1–32-4.
2. Anhelovskiy, O. A. *Obgruntuvannia hidrodinamichnykh parametriv prystroiu hidroimpulsnoho rozpushuvannia vuhilnykh plastiv*. Dyss. kand. tekhn. nauk [Justification hydrodynamic parameters of the device Hydro loosening coal seams. Cand. sc. science diss.]. Dnipro, 2015. 217 p.
3. Pilipenko, V. V. *Kavitacionnye avtokolebanija* [Cavitation oscillations]. Kiev, Naukova dumka Publ., 1989. 316 p.

4. Wonjae, Y., Kyubok, A. An Experimental Study on Flow Characteristics of Cavitation Venturi. *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers* vol. 19, no. 4, 2014, pp. 1-7.

5. Abedini, A., Ashrafizade, A. H., Karimi, H., Madandar, M. Experimental Performance Evaluation of a Cavitating Venturi. *Arab J Sci Eng*, 2014, no. 39, pp. 1375-1380.

6. Pilipenko, V. V., Zadoncev, V. A., Man'ko, I. K., Dovgofko, N. I., Drozd, V. A. A.s. 504444 SSSR, MKI V 06 V 1/18. *Generator kolebanij davlenija vody* [Generator water pressure fluctuations], (SSSR). no. 1782997, zajavl. 06.05.72, opubl. 05.02.76. Bjul. 9.

7. Pilipenko, O. V., Zapol'sky, L. G., Kvasha, Y. A. Use of the cavitation pulse generator of high-frequency, high-amplitude self-oscillations for dispersing suspensions. *CAV-2003-OS-2-3-004, Fifth International Symposium on Cavitation (CAV 2003)*, Osaka, Japan, November 1-4, 2003. Available at: <http://flow.me.es.osaka-u.ac.jp/cav2003/Papers/Cav03-OS-2-3-004.pdf> (accessed 15.12.2017).

8. Man'ko, I. K., Nikolaev, A. D. Matematicheskoe modelirovanie prodol'nyh kolebanij burovogo snarjada s vyso-kochastotnym kavitacionnym gidrovibratorom [Mathematical modeling of longitudinal vibrations of the drill with high-cavitation hydrovibrato] *Naukovij visnik NGU*, 2004, no. 11, pp. 65-73.

9. Vasyly'yev, L. M., Zhulay, Yu. O., Zberovskyy, V. V., Moiseyenko, P. Yu., Trokhymets, M. Ya. Pat. Ukrayina 87038, MPK E21F 5/02. *Prystryi dlya hidro-impul'snoho vplyvu na vuhil'nyy plast* [Device for Hydro impact on coal seam], zayavnyk i patentovlasnyk IHTM

NAN Ukrayiny, no. a200710209/9822, zaiavl. 13.09.07, opubl. 10.06.09, Byul. 11.

10. Zhulaj, Ju A. Utochnenie linejnoy matematicheskoy modeli kavitacionnogo generatora kolebanij davleniya zhidkosti [Refining of linear mathematical model of fluid pressure cavitation generator]. *Aviacijno-kosmichna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2014, vol. 7(114), pp. 21-26.

11. Zberovskiy, V. V., Zhulay, Yu. O., Vasyly'yev, D. L., Nykyforov, O. V., Kolchyn, H. Y., Anhelovskiy, O. A., Chuhunkov, I. F., Niskevych, O. M. Pat. Ukrayina 73023, MPK E21V 43/26. *Sposib hidroimpul'snoho roz-pushuvannia vuhil'nykh plastiv* [Method of hydroimpulse loosening of coal seams] zaiavnyk i patentovlasnyk IHTM NAN Ukrayiny, no. u201201719, zaiavl. 16.02.12, opubl. 10.09.12, Biul. 17.

12. Zhulaj, Ju. A. O paradokse vliyaniya ob'emnogo rashoda zhidkosti cherez kavitatsionnyy generator na razmah kolebanij [On the paradox of influence of volumetric fluid discharge through the cavity generator on fluctuation amplitude range]. *Aviacijno-kosmichna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2017, vol. 1(136), pp. 29-35.

13. Zhulaj, Ju. A., Dzozy, N. A. Vliyanie parametrov generatora na jenergeticheskie harakteristiki diskretno-impul'snogo potoka zhidkosti [influence of generator parameters on energy characteristics of discrete-pulse fluid flow]. *Aviacijno-kosmichna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2017, vol. 9(144), pp. 58-66.

Поступила в редакцию 11.05.2018, рассмотрена на редколлегии 19.06.2018

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ АМПЛІТУД КОЛИВАНЬ ТИСКУ, СТВОРЮВАНИХ КАВІТАЦІЙНИМ ГЕНЕРАТОРОМ

Ю. О. Жулай, Ю. О. Кваша, О. Д. Ніколаєв

Одним з пристроїв, що реалізують енергозбережні технології, є трубка Вентурі спеціальної геометрії, що дістала назву кавітаційний генератор коливання тиску рідини (далі генератор). Він перетворює стаціонарну течію технологічної рідини в дискретно-імпульсний потік підвищеної потужності, має простоту виготовлення та відсутність рухливих частин, не вимагає додаткових джерел енергії і органічно вписується в існуюче устаткування. Практичне використання генератора в машинобудуванні, металургії, хімічній галузі і в гірській справі, дозволяє понизити питоме енергоспоживання до 50%.

Метою даної роботи являється порівняльний аналіз існуючих методів розрахунку амплітуд коливань тиску, що створюються генератором і вибір методу, що дозволяє визначати амплітуди з допустимою точністю.

Методика ґрунтована на визначенні різними методами розмахів коливань тиску рідини від режиму кавітаційної течії.

Результати представлені у вигляді розрахункових залежностей розмахів коливань тиску рідини від значення параметра кавітації і їх зіставлення з експериментальними даними.

Наукова новизна. Встановлено, що метод, який використовує кінцево-елементну дискретизацію конструкції генератора і вихідного трубопроводу з рухомою в ньому рідини задовільно описує параметри коливального процесу в різних елементах гідросистеми. Однак модель вимагає деякого коректування в частині опису базових залежностей, що описують динаміку кавітаційної течії в генераторі в разі потреби більш ретельного узгодження з експериментальними даними. Зазначена модель зручна при проведенні багаточільових дослідних робіт, що включають експериментальне коригування даних, але її застосування для інженерних розрахунків викликає певні труднощі в частині програмування і тривалості підготовки до проведення

розрахунків. Уточнена лінійна математична модель генератора дозволяє інженерними методами отримати кількісне узгодження експериментальних і теоретичних залежностей розмаху коливань тиску рідини від параметра кавітації.

Практична значущість отриманих результатів полягає в тому, що уточнена лінійна математична модель генератора дозволяє на стадії проектування встановити раціональний режим гідроімпульсної дії генератора (розмаху коливань тиску рідини) при певному тиску підпору в технологічному трубопроводі промислової установки і не вимагає додаткових експериментальних досліджень.

Ключові слова: математичні методи розрахунку, кавітаційний генератор коливань тиску рідини, розмах коливань, параметр кавітації.

COMPARATIVE ANALYSIS OF METHODS OF COMPUTATION OF AMPLITUDE OF PRESSURE OSCILLATIONS CREATED BY THE CAVITATIONAL GENERATOR

Yu. A. Zhulay, Yu. A. Kvasha, O. D. Nikolayev

One of the devices implementing energy-saving technologies is a Venturi tube of special geometry, called the cavitations generator of fluid pressure oscillation (hereinafter referred to as the generator). It converts the steady-state flow of process fluid into a discrete-impulse flow of increased power and has the simplicity of manufacturing that lacks moving parts, does not require additional energy sources and seamlessly fits into existing equipment. The practical use of the generator in engineering, metallurgy, the chemical industry and in mining, can reduce the specific energy consumption by up to 50%.

The purpose of this paper is a comparative analysis of the existing methods for calculating the amplitudes of pressure oscillations generated by the generator and the choice of a method that makes it possible to determine the amplitudes with an acceptable accuracy.

The technique is based on the determination by various computation methods of peak-to-peak values of the fluid pressure from the cavitations flow regime.

The results are presented in the form of calculated dependences of the of peak-to-peak oscillation values of the fluid pressure on the value of the cavitations parameter and their comparison with the experimental data.

Scientific novelty. It is established that the method using the finite-element discretization of the generator and outlet pipeline construction with fluid moving in it satisfactorily describes the parameters of the oscillatory process in various elements of the hydraulic system. However, the model requires some correction in the part of the description of the basic dependencies describing the dynamics of the cavitations flow in the generator, if it is necessary to more agreement with the experimental data. This model is convenient for carrying out multi-purpose research works, including experimental data correction, but its application for engineering calculations causes certain difficulties in the part of programming and the length of preparation for the calculations.

The refined linear mathematical model of the generator makes it possible to obtain a quantitative agreement between the experimental and theoretical dependences of the amplitude of fluid pressure oscillations on the cavitations parameter by engineering methods.

The practical significance of the results obtained is that the refined linear mathematical model of the generator makes it possible to establish at the design stage a rational regime of the hydroimpulse action of the generator (the peak-to-peak values of fluid pressure oscillations) at a certain pressure in the process pipeline of an industrial plant and does not require additional experimental studies.

Keywords: mathematical calculation methods, cavitations generator, *peak-to-peak* of fluid pressure oscillations, cavitations parameter.

Жулай Юрий Алексеевич – канд. техн. наук, вед. науч. сотр., Институт транспортных систем и технологий НАНУ, Днепр, Украина, e-mail: zhulay@westa-inter.com.

Кваша Юрий Александрович – д-р техн. наук, вед. науч. сотр., Институт технической механики НАНУ и Государственного космического агентства Украины, Днепр, e-mail: yukv@i.ua.

Николаев Алексей Дмитриевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., Институт технической механики НАНУ и Государственного космического агентства Украины, Днепр, e-mail: odnikolayev@gmail.com.

Zhulay Yuriy Alekseevich – PhD, leading researcher of the Institute of transport system and technologies of NAS of Ukraine, Dnepr, e-mail: zhulay@westa-inter.com.

Kvasha Yuriy Aleksandrovich – Doctor of Technical Science, leading researcher of the Institute of technical mechanics of the NAS of Ukraine and State space agency of Ukraine, Dnepr, e-mail: yukv@i.ua.

Nikolayev Olexiy Dmytrovich – PhD, senior researcher of the Institute of technical mechanics of the NAS of Ukraine and State space agency of Ukraine, Dnepr, e-mail: odnikolayev@gmail.com.