

*Теоретично обґрунтований механізм нагріву рідини в роторно-імпульсному апараті. Досліджено процес нагріву рідини із застосуванням роторно-імпульсного теплогенератора. Розроблений роторно-імпульсний апарат (кавітаційний теплогенератор) для децентралізованого обігріву будівель і споруд промислового призначення. Виконано аналіз показників ефективності роботи теплової системи з кавітаційним теплогенератором. Розроблено метод контролю інтенсивності процесу кавітації з використанням вібраційного компенсатора коливань*

*Ключові слова: кавітація, роторно-імпульсний апарат, кавітаційний теплогенератор, компенсація хвиль коливальної енергії, динамічний компенсатор вібрацій*

*Теоретически обоснован механизм нагрева жидкости в роторно-импульсном аппарате. Исследован процесс нагрева жидкости с применением роторно-импульсного теплогенератора. Разработан роторно-импульсный аппарат (кавитационный теплогенератор) для децентрализованного обогрева зданий и сооружений промышленного назначения. Выполнен анализ показателей эффективности работы тепловой системы с кавитационным теплогенератором. Разработан метод контроля интенсивности процесса кавитации с использованием вибрационного компенсатора колебаний*

*Ключевые слова: кавитация, роторно-импульсный аппарат, кавитационный теплогенератор, компенсація волн коливальної енергії, динамічний компенсатор вібрацій*

УДК 628.16+621.3.082.1

DOI: 10.15587/1729-4061.2017.108580

# ИССЛЕДОВАНИЕ КАВИТАЦИОННОГО ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА И МЕТОД КОНТРОЛЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЕГО РАБОТЫ

**В. Е. Никольский**

Доктор технических наук, профессор

Кафедра энергетики\*

E-mail: vnikols1@mail.ru

**О. Ю. Олейник**

Кандидат технических наук, доцент

Кафедра компьютерно-интегрированных

технологий и метрологии\*

E-mail: oleinik\_o@ukr.net

**А. Н. Липеев**

Генеральный директор

ООО «Укравиа»

ул. Степного Фронта, 2, г. Павлоград, 51400

**В. В. Ведь**

Старший преподаватель

Кафедра оборудования химических предприятий\*

E-mail: 251277ved@gmail.com

\*Украинский государственный

химико-технологический университет

пр. Гагарина, 8, г. Днепр, Украина, 49005

## 1. Введение

Кавитация представляет собой средство локальной концентрации энергии низкой плотности в высокую плотность энергии, связанную с пульсациями и захлопыванием кавитационных пузырьков.

В фазе разрежения акустической волны, или за счет местного понижения давления при обтекании твердого тела, в жидкости образуются каверны (кавитационные пузырьки), которые заполняются насыщенным паром данной жидкости [1].

В фазе сжатия под действием повышенного давления и сил поверхностного натяжения каверна захлопывается, а пар конденсируется на границе раздела фаз. Через поверхность каверны в нее диффундируют растворенные в жидкости газ, который затем подвергается сильному адиабатическому сжатию [2].

В промышленности для кавитационного воздействия на жидкость используются гидродинамические, электродинамические, пьезоэлектрические, магнитострикционные и механические генераторы кавитации.

В гидродинамических кавитаторах типа роторно-импульсных аппаратов (РИА) реализуется гидродина-

мическое и акустическое воздействие в жидкости. Причиной возникающих эффектов являются развитая турбулентность, пульсация давления и скорость потока жидкости, интенсивность кавитации ударных волн и вторичных нелинейных акустических эффектов. При вращении ротора его камеры периодически совмещаются с каналами статора. Скорость потока жидкости в канале статора является переменной величиной. При распространении в канале статора импульса избыточного давления, вслед за ним возникает кратковременный импульс пониженного давления. Это связано с тем, что инерционные силы создают кратковременный импульс пониженного давления и растягивающие напряжения в жидкости, что вызывает кавитацию.

Теплогенераторы на основе кавитационного оборудования – новое поколение тепловых машин, преобразующих механическое и акустические воздействия на жидкость в теплоту. Нагрев теплоносителя осуществляется при преобразовании кинетической энергии жидкости в тепловую энергию за счет кавитационных вихревых эффектов [3].

Механизм получения тепловой энергии за счет кавитации основан на вторичных нелинейных эффектах

в жидкости. Акустическая кавитация представляет собой эффективное средство концентрации энергии звуковой волны низкой плотности и высокую плотность энергии, связанную с пульсациями и захлопыванием кавитационных пузырьков. В момент схлопывания кавитационного пузырька давление и температура газа резко возрастают [4, 5].

В настоящее время, с учетом резкого подорожания топливно-энергетических ресурсов, актуальной научной проблемой является разработка энергоэффективного отопительного оборудования, в том числе для децентрализованного обогрева зданий и сооружений.

**2. Анализ литературных данных и постановка проблемы**

Анализ литературных данных показывает, что основные работы исследователей направлены на изучение механизма кавитации и конструктивный расчет кавитационных аппаратов. В работе [6] исследовалась влияние формы гидродинамических каналов на ход процесса кавитации. Предлагается обоснование выбора, расчет оптимального сечения гидролинии. Авторы работы [7] приводят данные о результатах разработки кавитационной установки для водного транспорта, данные о возможности использования этого оборудования в системах отопления отсутствуют.

В работе [8] автор приводит описание системы обогрева зданий с использованием РИА. Система представляет собой рекуперационную установку, обогрев осуществляется за счет циркуляции теплового воздуха. Применение таких систем в Украине крайне ограничено за счет необходимости дополнительных капиталовложений на переоснащение систем отопления.

В литературе отсутствуют и данные о методиках оценки эффективности работы кавитационных аппаратов. В работе [9] выполнена оценка эффективности нагрева жидкости за счет кавитационных эффектов. Энергия, затрачиваемая на образование кавитационного пузырька, заполненного паром, определяется как:

$$E_0 = 4\pi r^2 \sigma + \frac{4}{3} \pi r^3 (P_0 + P_n). \tag{1}$$

В первом приближении принимается  $P_0 = P_n$ .

Энергия сжатия кавитационного пузырька определяется по формуле:

$$E_c = 4\pi P (r_{max}^3 + r_{min}^3) \approx \frac{4}{3} \pi P r_{max}^3. \tag{2}$$

При образовании в воде пузырька радиусом 1 мм при температуре  $t=10^\circ\text{C}$ , давлении насыщенного пара  $P_n=1,25 \cdot 10^3$  Па, поверхностном натяжении  $\sigma=7,28 \cdot 10^{-4}$  Н/м, энергия образования пузырька равна  $E_0=1,995 \cdot 10^{-5}$  Е Дж. Энергия сжатия пузырька жидкостью, находящейся при атмосферном давлении  $P=10^5$  Па, равна  $E_c=4,189 \cdot 10^{-4}$  Дж. Таким образом, энергия сжатия пузырька более чем в 20 раз превышает энергию его образования [9].

В табл. 1 приведены значения отношения энергии сжатия и энергии образования кавитационного пу-

зырька при различных значениях давления в жидкости и давления паров в кавитационном пузырьке [10].

Таблица 1

Отношения энергии сжатия к энергии образования ( $E_c/E_0$ ) кавитационного пузырька при различных значениях давления насыщенных паров в кавитационном пузырьке и давления в жидкости

Отношения энергии сжатия к энергии образования	$P=10^5$ , Па					$P_n=10^5$ , Па				
	0,1	0,5	1	1,5	2	0,00238	0,0752	0,2031	0,483	0,715
						$t=20^\circ\text{C}$	$t=40^\circ\text{C}$	$t=60^\circ\text{C}$	$t=80^\circ\text{C}$	$t=90^\circ\text{C}$
$E_c/E_0$	2,1	10,5	20,9	31,5	41,9	20,99	6,65	2,46	1,04	0,69

Данные (табл. 1) свидетельствуют, что энергия сжатия кавитационного пузырька увеличивается линейно в зависимости от давления в окружающей жидкости. При увеличении температуры воды и, соответственно, давления насыщенных паров, отношение энергии сжатия и энергии образования кавитационных пузырьков уменьшается. При увеличении давления в жидкости, величина отношения энергии сжатия к энергии образования кавитационного пузырька увеличивается.

Для оценки эффективности работы такой системы принят коэффициент теплопроизводительности [9]:

$$K = \frac{(E_c - E_0)\phi}{E_0} = \frac{[r(P - 2P_n) - 3\sigma]\phi}{2rP_n + 3\sigma}, \tag{3}$$

где  $r$  – радиус пузырька, м.

Массовая концентрация кавитационных пузырьков  $\phi$ , образующих кавитационное облако, определяется как отношение объема кавитационного облака к объему кавитационного пузырька при максимальном расширении:

$$\phi = \frac{3v_k}{4\pi r_{max}^3}, \tag{4}$$

где  $v_k$  – объем кавитационного облака, м<sup>3</sup>.

Таким образом, если гидравлическая система, в которой работает теплогенератор, открыта по давлению, то сжатие пузырька происходит под давлением окружающей жидкости. Т. е. происходит приток энергии к жидкости из окружающей среды [9].

Энергия, сообщаемая жидкости за счет схлопывания кавитационных пузырьков, прямо пропорциональна их количеству. Степень развитости кавитации определяет индекс кавитации, показывающий отношение объема кавитационного облака к общему объему жидкости в активной рабочей зоне [4]. При развитой кавитации значение индекса кавитации стремится к единице.

Попутным механизмом генерирования теплоты в РИА является нагрев жидкости за счет трения в зазоре между ротором и статором. Величина теплообразования зависит от количества энергии, диссипируемой в зазоре. При вращении ротора РИА жидкость нагревается за счет диссипации энергии. Определить температуру нагрева жидкости за промежуток времени  $\Delta\tau$  можно исходя из теплового баланса, считая, что тепловые потери отсутствуют:

$$N\Delta\tau = M_3 C \Delta\tau \Delta t. \tag{5}$$

Изменение температуры жидкости за счет трения в зазоре  $\Delta t = N/M_3 c$ , где  $M_3$  – массовый расход жидкости через зазор,  $c$  – удельная теплоемкость воды.

Количество теплоты, переданное жидкости за счет трения в зазоре, равно количеству энергии, диссипируемой в зазоре при вращении ротора. Затраты энергии на вращение ротора определяются по методикам, рекомендуемым авторами работ [10, 11]. При малой величине зазора расход жидкости  $M_3$  через зазор значительно меньше общего расхода  $M$  через РИА. Поэтому в реальных условиях часть жидкости, проходящая через зазор, дополнительно подогревается и смешивается с основным потоком.

Энергия, необходимая для работы РИА, складывается из энергии, затрачиваемой для вращения ротора и энергии, затрачиваемой для нагнетания жидкости в РИА. Потери теплоты в окружающую среду  $Q_{\text{п}}$  определяются стандартными методами расчета.

В связи с тем, что существует много подходов к оценке эффективности тепловой работы РИА, актуальной задачей является контроль интенсивности процесса кавитации внутри аппарата.

По данным [12] для контроля процесса кавитации необходимо измерять давление перед рабочим участком кавитатора, скорость перед рабочим участком, толщина пограничного слоя на стенке перед кавитатором. Основным показателем процесса в этом случае выступает число кавитации, которое определяют из выражения:

$$\sigma = \frac{P_0 - P_k}{(\rho v^2)/2} = \frac{2gH}{v^2}, \quad (6)$$

где  $P_0$  – давление в жидкости;  $P_k$  – давление в камере;  $H$  – глубина;  $v$  – скорость;  $\rho$  – плотность воды.

В работе [13] предложен метод оценки производительности кавитационной камеры. В качестве показателя процесса используется давление, которое вычисляют по показаниям манометра, установленного на выходе из рабочей камеры кавитационного канала. При этом учитывают потери напора во всей гидравлической сети.

Авторы работы [14] для контроля процесса кавитации предлагают использовать оптическую систему, которая определяет степень развития кавитации по среднему индексу кавитации. Оптическая система, состоящая из матрицы оптопар, излучает световые пучки инфракрасного диапазона и принимает отраженные от противоположной стенки лучи, по которым можно судить о форме и размерах кавитационной камеры. Данный прибор контроля можно использовать для определения степени развития кавитации как в гидродинамических, так и в ультразвуковых кавитаторах. Однако существенным недостатком системы является невозможность работы с плотными, вязкими жидкостями и агрессивными средами.

В работе [15] рассмотрена возможность оценки характера кавитирующей области по значению кавитационных шумов кавитатора. Показано, что переход от докавитационного течения воды к кавитационному происходит при температуре  $\sim 50$  °С.

Исходя из приведенного, при контроле процесса кавитации большинство известных методов сводится

к контролю косвенных параметров процесса: давлению на входе и выходе кавитатора, скорости потоков жидкости и газа.

Главным недостатком описанных методов контроля процесса кавитации является то, что общепринятые измерения давления, скорости, уровня жидкости в кавитирующей камере проводить невозможно из-за эрозионного действия кавитации на измерительные преобразователи [16, 17]. Кроме того, измеряемые величины не могут характеризовать кавитирующее поле, которое характеризует процесс кавитации.

Таким образом, работы и исследования, связанные с разработкой систем обогрева с использованием кавитационных аппаратов, являются перспективным аспектом решения задачи внедрения в Украине современных энергоэффективных технологий.

### 3. Цель и задачи исследования

Целью работы является разработка роторно-импульсного аппарата (кавитационного теплогенератора) для децентрализованного обогрева зданий и сооружений жилого и промышленного назначения и исследование эффективности его работы.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- разработать, изготовить опытно-промышленный роторно-импульсный аппарат (РИА);
- провести стендовые испытания РИА и выполнить анализ показателей эффективности его работы;
- разработать метод контроля турбулентных пульсаций давления и колебаний газожидкостного слоя в кавитаторе с проведением экспериментальной апробации метода контроля эффективности процесса кавитации.

### 4. Описание схемы роторно-импульсного аппарата

На рис. 1 представлена принципиальная схема разработанного роторно-импульсного аппарата РИА (кавитационного теплогенератора).

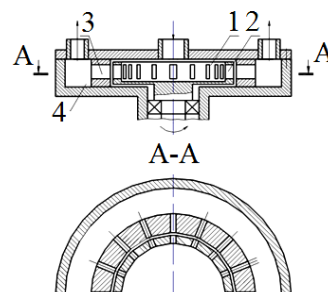


Рис. 1. Конструкция кавитационной камеры роторного типа: 1 – ротор; 2 – каналы ротора; 3 – каналы статора; 4 – рабочая камера

Принцип работы устройства заключается в следующем: жидкость подается под давлением через входной патрубок в полость ротора 1, проходя через каналы ротора 2, каналы статора 3, рабочую камеру 4, выходит из аппарата через выходной патрубок. Каналы ротора

периодически совмещаются с каналами статора при вращении. Когда каналы ротора перекрыты стенкой статора, в полости ротора давление возрастает, а при совмещении канала ротора с каналом статора давление уменьшается, при этом в канал статора распространяется импульс давления.

Скорость потока жидкости в канале статора является переменной величиной. При распространении в канале статора импульса избыточного давления вслед за ним возникает кратковременный импульс пониженного давления, так как совмещение каналов ротора и статора завершилось.

Объём жидкости, вошедший в канал статора, стремится к выходу из канала и инерционные силы создают растягивающие напряжения в жидкости, что вызывает кавитацию.

На рис. 2 представлена тепловая схема для децентрализованного теплоснабжения с разработанным встроенным кавитационным теплогенератором, смонтированная в условиях ООО «Укравиа» (г. Павлоград, Украина).

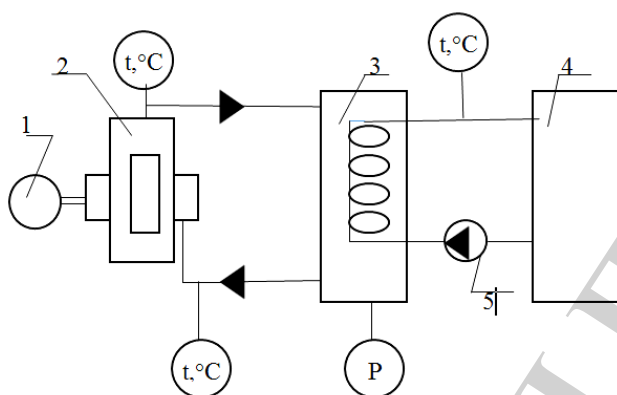


Рис. 2. Принципиальная тепловая схема установки для децентрализованного теплоснабжения, где 1 – электродвигатель АИР-160S2,  $N=15$  кВт,  $n=2930$  об/мин; 2 – кавитационный теплогенератор; 3 – теплообменник поверхностного типа; 4 – резервуар с питательной водой 400 л; 5 – питательный насос CP3 25-6

Питательная вода из резервуара 4 подается на циркуляцию в теплообменник 3 питательным насосом 5 и подогревается тепловой энергией кавитационного теплогенератора (кавитатора) 2.

### 5. Методика теплотехнических испытаний установки для децентрализованного теплоснабжения

Экспериментальные исследования работы системы с применением кавитационного теплогенератора проводили в два этапа. На первом этапе исследований оценивалась эффективность тепловой работы разработанного теплогенератора. На втором – эффективность работы тепловой системы с установленным кавитационным теплогенератором.

На первом этапе исследований воду нагревали в кавитационном теплогенераторе с отключенным теплообменником и системой.

В эксперименте фиксировали следующие параметры:

- массу нагреваемой воды,  $m$ , кг;
- температуру жидкости в начале нагрева в кавитационном теплогенераторе,  $t_1, ^\circ\text{C}$ ;
- температуру жидкости в конце нагрева,  $t_2, ^\circ\text{C}$ ;
- давление воды перед нагревом,  $P_1$ , бар;
- давление воды после нагрева,  $P_2$ , бар;
- мощность затраченную в процессе нагрева  $N_{\text{затр}}$ , кВт·час;
- время нагрева от  $t_1$  до  $t_2$ ,  $\tau$ , мин.

Экспериментальные данные, обработанные в соответствии с [18], приведены в табл. 2

Таблица 2

Экспериментальные данные теплотехнических испытаний эффективности работы кавитационного теплогенератора

$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$P_1, \text{МПа}$	$P_2, \text{МПа}$	$m, \text{кг}$	$N_{\text{затр}}, \text{кВт}\cdot\text{час}$	$\tau, \text{мин}$
1	2	3	4	5	6	7
18	75	1,6	3,1	70	7,3	23

Эффективность работы РИА в качестве теплогенератора определяли по следующим параметрам:

– количеству тепловой энергии, затраченной на нагрев жидкости:

$$Q_B = M_B c_B (t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}); \tag{7}$$

– количеству теплоты, израсходованной на нагрев оборудования:

$$Q_O = M_O c_O (t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}); \tag{8}$$

– коэффициенту теплопроизводительности:

$$K_Q = \frac{Q_B + Q_O + Q_{\text{пл}}}{N \cdot 3600}; \tag{9}$$

– коэффициенту полезного действия (КПД):

$$\eta = \frac{Q_B}{N \cdot 3600}; \tag{10}$$

Коэффициент полезного действия кавитационного теплогенератора составил  $\eta=0,636$ .

Второй этап исследований – оценку эффективности работы тепловой системы проводили на действующей установке (рис. 2).

При работе установки в рабочем режиме контролировали следующие показатели:

- температуру теплоносителя на входе в теплообменник,  $t_1, ^\circ\text{C}$ ;
- температуру жидкости на входе в кавитационную камеру,  $t_2, ^\circ\text{C}$ ;
- температуру воды на выходе из кавитатора,  $t_3, ^\circ\text{C}$ ;
- температуру жидкости на выходе из теплообменника,  $t_4, ^\circ\text{C}$ ;
- давление в кавитаторе,  $P$ , МПа;
- массу нагреваемой воды,  $m$ , л;
- затраченную мощность  $N_{\text{затр}}$ , кВт·час;
- расход нагреваемой среды,  $G$ , кг/с;
- время нагрева до заданной температуры,  $\tau$ , мин.

Температуры  $t_1 \div t_4$  фиксировали с помощью импульсов, поступающих на счетчик тепловой энергии

ЛТЕ-1У, и дублировали пирометром FLUS JR-863. Затраты энергии при проведении исследований определяли с помощью стационарного электрического счетчика. Погрешность показаний приборов контроля не превышала 0,5 °С (это объясняется потерями энергии в результате диссипации при движении теплоносителей). Результаты исследований, обработанные в соответствии с [18], приведены в табл. 3.

Таблица 3

Экспериментальные данные теплотехнических испытаний эффективности работы тепловой системы

$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$t_3, ^\circ\text{C}$	$t_4, ^\circ\text{C}$	$P, \text{МПа}$	$m, \text{л}$	$N_{\text{затр}}, \text{кВт}\cdot\text{час}$	$m, \text{л}$	$\tau, \text{мин}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
18,5	18,5	58	59	0,125	400	25	400	93

Коэффициент полезного действия системы по результатам обработки данных составил  $\eta=0,76$ . Полученные экспериментальные данные сопоставлены с результатами энергоэффективности работы РИА, приведенными в источнике [19] (табл. 4).

Таблица 4

Показатели энергоэффективности тепловой работы разработанного кавитационного теплогенератора и тепловой системы

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Значения параметров			
			Разработанного устройства		Литературные источники	
			Генератора	Тепловой системы	Одноступенчатый РИА	Многоступенчатый РИА
1	2	3	4	5	6	7
Масса нагреваемой воды	кг	М	70	400	22/44	250/340
Температура подогрева воды	°С	t	75	59	70/65	50/45
Время нагрева	мин	$\tau$	23	93	35/30	25/150
Потребляемая энергия	кВт·ч	N	7,3	25	5,3/4,9	33/30
Коэффициент полезного действия		$\eta$	0,636	0,76	0,519/0,652	0,547/0,706

В столбцах 6 и 7 числитель и знаменатель – показатели при разной производительности оборудования.

Анализ показателей табл. 3 указывает на эффективную работу разработанного кавитационного теплогенератора и тепловой системы в целом. КПД теплогенератора на 18,3 % превосходит КПД РИА, приведенные в [19] и на 7,1 % превосходит КПД, описанных в [19] тепловых систем на основе РИА.

## 6. Контроль эффективности процесса кавитации

Как отмечено выше, зародышами кавитации являются мельчайшие частицы воздуха, находящиеся в жидкости в свободном состоянии. Кавитационные «каверны» (пузырьки) являются источником сферических ударных волн возникающих при пульсации и многократном сжатии и расширении пузырьков. При «схлопывании» кавитационных пузырей локально интенсивно повышаются температура и давление, образуются радиальные кумулятивные струи [20].

Таким образом, кавитатор можно рассматривать как автоколебательное звено, характеризующееся существенными пульсациями давления и расхода фаз. Кавитационные каверны при этом выступают в роли генератора колебаний в связанной колебательной системе гидролиния – пузырек. В рассматриваемой автоколебательной системе постоянным источником энергии является устройство, обеспечивающее проток жидкой (насос) [21].

Для контроля кавитационного процесса предлагается использовать метод, основанный на поглощении волн колебательной энергии объекта, распространяющихся от кавитатора, за счет использования эффекта вибрации. При этом датчик вибрации устанавливается между кавитатором, передающим колебания, и неподвижной опорой.

Рассмотрим кавитатор как систему, которая приводится в движение возмущающей силой автоколебаний жидкости внутри кавитатора:

$$P = P_0 \sin \omega t. \tag{11}$$

Дифференциальные уравнения колебания полученной системы с двумя степенями свободы (сложение переносного и относительного движений) имеют вид:

$$\begin{aligned} m_1 z_1 + k_1 z_1 + k_2 (z_1 - z_2) &= P_0 \sin \omega t; \\ m_2 z_2 + k_2 (z_2 - z_1) &= 0, \end{aligned} \tag{12}$$

где  $z_1$  и  $z_2$  – абсолютные координаты перемещений масс кавитатора  $m_1$  и опоры  $m_2$ ,  $k_1$  и  $k_2$  жесткость упругой связи кавитатора и опоры соответственно. При этом возмущающая сила действует на массу  $m_1$ , однако она вызывает колебания только дополнительной массы  $m_2$ . После подстановки частных решений в систему уравнений (12) получим выражение для определения амплитуды этих колебаний:

$$C_2 = -\frac{P_0}{m_2 \omega^2} = -\frac{P_0}{k_2}. \tag{13}$$

Таким образом, присоединение к кавитатору компенсатора колебаний, настроенного на частоту возмущающей силы, образует систему с двумя степенями свободы, у которой при частоте, совпадающей с частотой возмущающей силы, возникает антирезонанс.

Использование динамического компенсатора позволит контролировать колебания характеризующие процесс кавитации и будет играть роль системы пассивной виброзащиты кавитатора. При этом, с учетом формулы (13), для настройки можно использовать зависимость:

$$C_2 = -\frac{P_0}{k_2} = -C_{OCH} \frac{k_1}{k_2} = -C_{OCH} \frac{m_1}{m_2}. \quad (14)$$

Расчет динамического компенсатора без демпфирования связан с необходимостью удовлетворять ряду ограничений. Подбор жесткости  $C_2$  упругого элемента (или массы  $m_2$ ) должен обеспечивать и его прочность. Кроме того, следует учитывать, что присоединенная масса  $m_2$  в системах пассивной виброзащиты должна составлять не менее 1–2 % от массы защищаемого объекта. Для его «настройки» на любую величину массы компенсатора  $m_2$  должно выполняться условие:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{m_1}{m_1 + m_2}. \quad (15)$$

При использовании динамического компенсатора его эффективность оценивается отношением амплитуды колебаний конструкции без компенсатора к «остаточной» амплитуде колебаний конструкции после установки компенсатора. Максимальная эффективность компенсатора с затуханием достигается при  $\omega_2 = \omega_0$ . Она обратно пропорциональна коэффициенту относительного демпфирования  $\xi$ , что соответствует условию:

$$\frac{C_{OCH}}{C_1} = \frac{1}{2} \xi = m_2 \omega_2 / 2C. \quad (16)$$

Для апробации разработанного метода контроля вибрационный датчик камертонного типа [22] был размещен в гибкой опоре кавитационного теплогенератора. Измерялись вибрации при нескольких значениях температур. На рис. 3 представлены диаграммы изменения уровня вибрации на различных частотах.

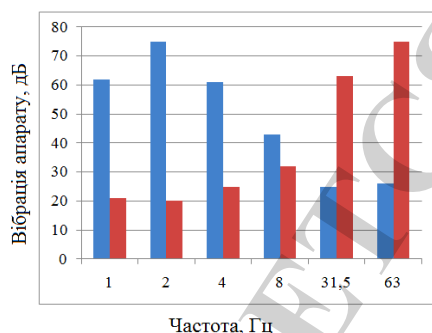


Рис. 3. Диаграмма изменения уровня вибрации при различных частотах: ■ — температура жидкости 50 °C; ■ — температура жидкости 60 °C

Общая вибрация на низких частотах при температуре воды 50 °C больше, чем при 60 °C (рис. 3), а на высоких частотах, наоборот, при 50 °C общая вибрация больше, чем при 60 °C. Это говорит о том, что в этом интервале температур происходил переход вибрации в область средних частот, связанный с переходом жидкости в активную фазу кавитации.

## 7. Обсуждение результатов исследования тепловой системы с кавитационными теплогенераторами

В работе исследован разработанный и введенный в эксплуатацию роторно-импульсный аппарат (кави-

тационный теплогенератор) для децентрализованного обогрева зданий и сооружений промышленного назначения. Особенность предложенной конструкции аппарата состоит в конструктивном оформлении кавитационной камеры: каналы ротора выполнены в виде ковшеобразного профиля лопаток турбины. При вращении ротора с большой скоростью, в соответствии с принципом Бернулли, на выходе жидкости из клапанов ротора резко падает давление и повышается температура жидкости, что усиливает эффект кавитации. Зазор между ротором и статором устанавливался экспериментальным путем по суммарному тепловому эффекту.

Для повышения энергоэффективности работы тепловой системы с кавитационными теплогенераторами предложена их последовательная установка. Нагреваемая жидкость должна последовательно проходить через теплогенератор, работающий с большой частотой, затем через теплогенератор, работающий с меньшей частотой. Частоты должны отличаться друг от друга на порядок и выше. В генераторе с высокой частотой возбуждаются зародыши кавитации меньшего размера, которые увеличиваются в размере в генераторе с низкой частотой. Это приводит к повышению импульсов кавитационного давления и повышает эффект кавитации.

Благодаря использованию в системе теплообменника, работающего по принципу противотока, соблюден принцип неразрывности струи при попадании подогретой жидкости в систему. Суммарный тепловой эффект позволил достичь показателей, приведенных в табл. 1, 2.

Энергоэффективность системы оценена расчетами, выполненными на основе сравнения данных стоимости теплоэнергии при централизованном обогреве промышленных зданий и тепловой энергии, полученной при работе кавитационного теплогенератора. Предложенная система обеспечивает эффективность применения более 18 % по сравнению с системой централизованного обогрева природным газом. Это является подтверждением того, что использование предложенного конструктивного оформления кавитационной камеры и последовательного подключения двух кавитационных теплогенераторов является удачным конструкторским решением. Перспективой применения кавитационных теплогенераторов в тепловых системах может служить использование ночного тарифа.

Разработан метод эффективного контроля процесса кавитации при работе теплогенератора, основанный на погашении волн колебательной энергии объекта. Метод основан на прямых измерениях вибраций – параметра, характеризующего процесс кавитации. Проведена апробация метода контроля эффективности процесса кавитации в тепловой схеме для децентрализованного теплоснабжения с разработанным встроенным кавитационным теплогенератором в условиях ООО «Укравиа» (г. Павлоград, Украина). Измерялась вибрация кавитационного теплогенератора при различных температурах жидкости на выходе. Результаты апробации позволяют считать, данный метод контроля можно использовать для оценки эффективности процесса кавитации.

## 8. Выводы

1. Предложена конструкция опытно-промышленного образца роторно-импульсного аппарата для применения в системе децентрализованного обогрева зданий и сооружений жилого и промышленного назначения.

2. Проведено стендовое испытание разработанного РИА с целью определения его характеристик. Выполнен анализ показателей эффективности работы разработанной конструкции РИА и тепловой системы в сравнении с известными данными аналогичных установок. Предложенная система обеспечивает коэффициент полезного действия 0,76. Установлено, что эффективность применения разработки составляет более 18 % по сравнению с системой централизованного обогрева зданий и сооружений промышленного

назначения природным газом. Это является подтверждением того, что предложенная конструкция РИА и тепловая система на его основе являются энергоэффективными и могут использоваться в системах децентрализованного отопления зданий и сооружений промышленного назначения.

3. Для осуществления эффективного контроля процесса кавитации при работе теплогенератора разработан метод, основанный на измерении колебательной энергии аппарата при использовании устройства компенсации вибраций. Метод контроля эффективности процесса кавитации путем измерения вибраций аппарата при различных температурах жидкости на выходе апробирован на действующей системе. Результаты апробации подтверждают возможность использования данного метода контроля для оценки эффективности процесса кавитации в тепловых системах.

## Литература

- Zhu, J. The d-arched piezoelectric-triboelectric hybrid nanogenerator as a self-powered vibration sensor [Text] / J. Zhu, X. Hou, X. Niu, X. Guo, J. Zhang, J. He // *Sensors and Actuators A: Physical*. – 2017. – Vol. 263. – P. 317–325. doi: 10.1016/j.sna.2017.06.012
- Демидова, Ю. Е. Исследование процессов глубокой очистки нефтесодержащих сточных вод в гидродинамическом кавитаторе роторного типа [Текст] / Ю. Е. Демидова // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Хімія, хімічна технологія та екологія*. – 2012. – № 63 (969). – С. 164–173.
- Прокофьев, В. В. О возникновении автоколебаний в струйной завесе, разделяющей области с различным давлением [Текст] / В. В. Прокофьев // *Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского*. – 2011. – № 4 (3). – С. 1062–1064.
- Промтов, М. А. Пульсационные аппараты роторного типа: теория и практика [Текст] / М. А. Промтов. – М.: Машиностроение-1, 2001. – 260 с.
- Merkle, T. Prevention of Cavitation and Wear Out [Text] / T. Merkle. – *Damages on Pumps and Systems*, 2014. – P. 31–70. doi: 10.1016/b978-0-444-63366-8.00003-6
- Rudolf, P. Experimental investigation of hydrodynamic cavitation through orifices of different geometries [Text] / P. Rudolf, D. Kubina, M. Hudec, J. Kozák, B. Maršálek, E. Maršálková, F. Pochylý // *EPJ Web of Conferences*. – 2017. – Vol. 143. – P. 02098. doi: 10.1051/epjconf/201714302098
- Choi, J.-K. A numerical and experimental study on the drag of a cavitating underwater vehicle in cavitation tunnel [Text] / J.-K. Choi, B.-K. Ahn, H.-T. Kim // *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*. – 2015. – Vol. 7, Issue 5. – P. 888–905. doi: 10.1515/ijnaoe-2015-0062
- Mardiana, A. Review on Physical and Performance Parameters of Heat [Text] / A. Mardiana, S. B. Riffat // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2013. – Vol. 28. – P. 174–190.
- Запорожец, Е. П. Исследование вихревых и кавитационных потоков в гидравлических системах [Текст] / Е. П. Запорожец, Л. П. Холпанов, Г. К. Зиберт, А. В. Артемов // *Теоретические основы химической технологии*. – 2004. – Т. 38, № 3. – С. 243–252.
- Промтов, М. А. Механизмы генерирования тепла в роторно-импульсном аппарате [Текст] / М. А. Промтов, В. В. Акулин // *Вестник ТГТУ*. – 2006. – Т. 11, № 2А. – С. 364–369
- Промтов, М. А. Исследование гидродинамических закономерностей работы роторно-импульсного аппарата [Текст] / М. А. Промтов // *Теоретические основы химической технологии*. – 2001. – Т. 35, № 1. – С. 103–106.
- Савченко, Ю. Н. пристеночная кавитация на вертикальной стенке [Текст] / Ю. Н. Савченко, Г. Ю. Савченко // *Прикладна гідромеханіка*. – 2006. – Т. 8, № 4. – С. 53–59.
- Müller, M. Design of experimental setup for investigation of cavitation bubble collapse close to a solid wall [Text] / M. Müller, P. Zima, J. Unger, M. Živný // *EPJ Web of Conferences*. – 2012. – Vol. 25. – P. 02017. doi: 10.1051/epjconf/20122502017
- Царёв, Р. А. Оптоэлектронное устройство управления кавитационной обработкой углеводородных топлив [Текст] / Р. А. Царёв // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*. – 2010. – № 1 (21). – С. 195–201.
- Dobeš, J. Identification of the noise using mathematical modelling [Text] / J. Dobeš, M. Kozubková, M. Mahdal // *EPJ Web of Conferences*. – 2016. – Vol. 114. – P. 02017. doi: 10.1051/epjconf/201611402017
- Suchkov, G. M. A Non-Contact Multifunctional Ultrasonic Transducer for Measurements and Non-Destructive Testing [Text] / G. M. Suchkov, Y. K. Taranenko, Y. V. Khomyak // *Measurement Techniques*. – 2016. – Vol. 59, Issue 9. – P. 990–993. doi: 10.1007/s11018-016-1081-3
- Shuji, H. Prediction method for cavitation erosion based on measurement of bubble collapse impact loads [Text] / S. Hattori, T. Hirose, K. Sugiyama // *Wear*. – 2010. – Vol. 269, Issue 7-8. – P. 507–514. doi: 10.1016/j.wear.2010.05.015

18. Анцыферов, С. С. Обработка результатов измерений [Текст] / С. С. Анцыферов, К. Е. Русанов, М. С. Афанасьев. – М.: Икар, 2014. – 228 с.
19. H'os, C. Fluid Machinery Temporary [Text] / C. H'os. – Budapest University of Technology and Economics Dept. Hydrodynamic Systems, 2017. – 164 p.
20. Шкапов, П. М. Создание пульсирующих потоков жидкости на основе автоколебаний ограниченной искусственной газовой каверны [Текст] / П. М. Шкапов // Хранение и переработка сельхозсырья. – 2010. – № 9. – С. 55–58.
21. Song, X. Mechanisms and field test of solution mining by self-resonating cavitating water jets [Text] / X. Song, G. Li, J. Yuan, Z. Tian, R. Shen, G. Yuan, Z. Huang // Petroleum Science. – 2010. – Vol. 7, Issue 3. – P. 385–389. doi:10.1007/s12182-010-0082-0
22. Oliynyk, O. Development of auto-oscillating system of vibration frequency sensors with mechanical resonator [Text] / O. Oliynyk, Yu. Taranenko, A. Shvachka, O. Chorna // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – Vol. 1, Issue 2 (85). – P. 56–60. doi: 10.15587/1729-4061.2017.93335

НЕ ЯВЛЯЕТСЯ ПЕРВИЗДАЧНИМ

