

УДК 662.995

DOI: 10.15587/2706-5448.2021.225289

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ВИХРЕВОГО ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА МЕТОДОМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Яриз В. А., Кузяев И. М., Никольский В. Е., Ведь В. В., Членс П., Палагнюк А. Т., Лободенко А. В., Решетняк И. Л.

Объектом исследования является математическая модель новой конструкции вихревого теплогенератора с поступательно-вращательным движением потока в рабочем пространстве переменной геометрии.

Одним из самых проблемных мест при разработке новых и перспективных конструкций теплогенераторов методом физического моделирования является поиск его оптимальных режимно-технологических и аппаратурно-конструктивных параметров. Реализация предварительного анализа подобных конструкций методом математического моделирования позволит существенно уменьшить время и материальные затраты для разработки перспективных конструкций теплогенераторов.

Проведенные методом математического моделирования исследования конструкции нового вихревого теплогенератора позволили определить диапазон его работы, оценить режимно-технологические и аппаратурно-конструктивные параметры, влияющие на эффективность работы. Исследования гидродинамики поступательно-вращательного движения потока вязкой жидкости в рабочем пространстве разработанного нового вихревого теплогенератора с переменной геометрией рабочего пространства позволили определить критическую скорость и давление, влияние геометрических параметров устройства на генерацию вихрей, способствующих кавитации. Исследования на модели проводили в диапазоне изменения нагрузки по жидкости в диапазоне от $0,001 \text{ м}^3/\text{с}$ до $0,01 \text{ м}^3/\text{с}$. Исследования изменения поля скоростей в каналах проводилось для геометрии канала с углом конусности γ от 0° до 25° . Ширина рабочего канала пространства W_n изменялась в диапазоне 130, 70 и 40 мм.

Установлено, что хорошую осевую симметрию и плавность потока теплоносителя в вихревой зоне вдоль винта-завихрителя обеспечивает вход теплоносителя через сопло с прямоугольным сечением. Экспериментально найдена зависимость влияния проходного сечения сопла для ввода теплоносителя в вихревую зону на энергоэффективность работы вихревого аппарата в целом.

Проведенные исследования позволяют проектировать вихревые теплогенераторы с геометрическими параметрами, отвечающими современным требованиям энергоэффективности. Определена геометрия винта-завихрителя, который повышает эффективность работы теплогенератора на 35 % по сравнению с аналогичными конструкциями вихревых теплогенераторов, приведенных в литературе.

Ключевые слова: *вихревой теплогенератор, поступательно-вращательное движение потока, тепловая энергия, электрическая энергия, критическая скорость, математическая модель, кавитатор.*

1. Введение

Одним из энергоэффективных, экологически безопасных устройств, преобразующих энергию вихревого движения жидкости в тепловую, с помощью кавитации, является вихревой теплогенератор [1, 2].

Отличительной чертой вихревого теплогенератора является использование устройства определенной геометрии в качестве завихрителя потока жидкости [3]. Высокая степень закручивания потока теплоносителя обеспечивает организацию вихревых течений в рабочем канале вихревого теплогенератора с возрастающей скоростью и уменьшением к выходу из него давления [4, 5]. Это обеспечивает низкие коэффициенты гидродинамического сопротивления рабочего канала вихревого теплогенератора и способствует генерации кавитационных процессов.

Кавитационные теплогенераторы имеют ряд преимуществ перед другими обогревателями [6, 7]:

- установка теплогенератора не требует разрешительных документов;
- кавитатор работает в автономном автоматическом режиме;
- является экологически чистым источником энергии, не имеет вредных выбросов в атмосферу;
- полная пожаро- и взрывобезопасность;
- экономичность отдельных вихревых теплогенераторов по разным оценкам приближается к КПД равным 0,9 и выше;
- вода в системе не образует накипи, не требуется дополнительная водоподготовка;
- может использоваться как для отопления, так и для горячего водоснабжения;
- характеризуются малой металлоёмкостью, легко вписываются в тепловую сеть.

На данный момент вихревые теплогенераторы эффективно используются для отопления жилых зданий, производственных помещений и сельскохозяйственных комплексов [4, 6]. Вихревые кавитаторы различают по конструктивному оформлению рабочего процесса на трубчатые [8, 9] и дисковые. При конструктивном оформлении того или иного вихревого теплогенератора возникают вопросы влияния конструктивных особенностей кавитатора на энергоэффективность его работы [10, 11].

В работах [7, 12] исследован подход и разработаны рекомендации по оформлению конструкции дисковых теплогенераторов. Эти работы проведены с целью получения критических параметров (давления и скорости теплоносителя), обеспечивающих эффективный процесс кавитации (образования и схлопывания каверн, с переходом энергии схлопывания в теплоту).

На данный момент исследования перспективных конструкций вихревых теплогенераторов посвящены нахождению влияния геометрических характеристик на получаемую энергоэффективность [13]. Следовательно, исследование влияния геометрии новой конструкции вихревого теплогенератора на его энергоэффективность является актуальной задачей.

Таким образом, *объектом исследования* выбрана математическая модель новой конструкции вихревого теплогенератора с поступательно-вращательным движением потока в рабочем пространстве переменной геометрии. А *цель работы* заключается в аналитической проверке влияния конструктивных параметров вихревого теплогенератора на энергоэффективность его работы.

2. Методика проведения исследования

Движение «ньютоновских» жидких сред предусматривает особое аппаратурно-конструктивное оформление гидродинамического процесса поступательно-вращательного движения [14].

В предлагаемой работе разработан, изготовлен и исследован принципиально новый вид вихревого гидродинамического устройства для генерации теплоты на основе вращательно-поступательного движения среды, способствующего возникновению кавитационного эффекта. В результате жидкость нагревается до температуры 60–80 °С.

На этой основе проведены экспериментальные исследования и разработана математическая модель влияния конструктивных параметров устройства на его гидродинамические показатели.

Отличительная особенность разработанного гидродинамического генератора теплоты состоит в том, что корпус генератора выполнен в виде трубы Вентури, внутри конфузорной части которого расположен винт-завихритель конической формы с убывающим шагом. Разработанный и изготовленный вихревой теплогенератор был смонтирован в экспериментальный стенд, оборудованный приборами теплотехнического контроля, на котором проведены исследования его гидродинамических показателей (рис. 1).

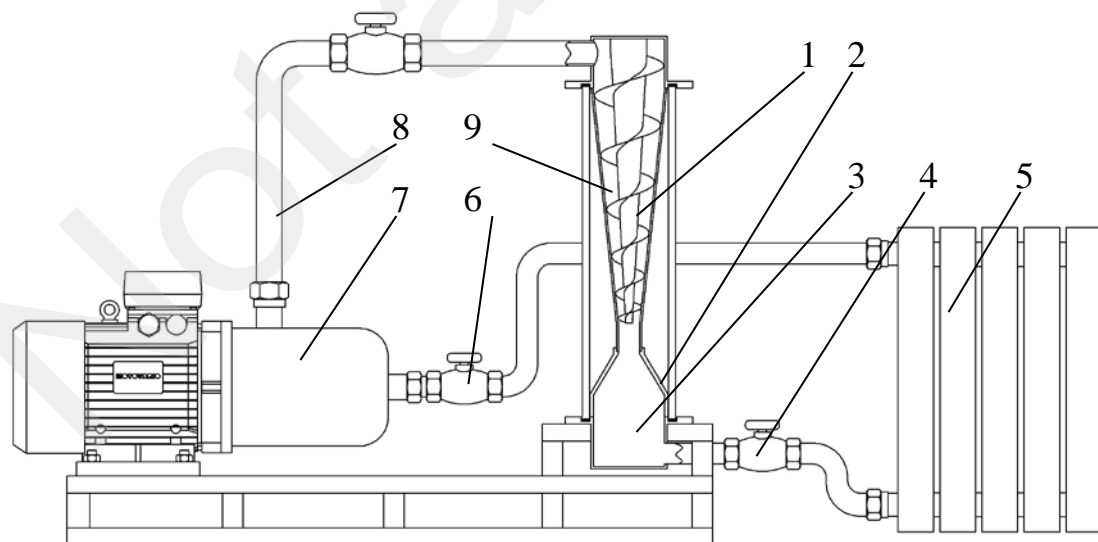


Рис. 1. Общий вид вихревого кавитационного устройства:

- 1 – основной корпус (конфузор); 2 – диффузор; 3 – тормозная камера;
- 4 – отводящий трубопровод; 5 – система отопления; 6 – обратный трубопровод;
- 7 – насос; 8 – подводящий трубопровод; 9 – винт-завихритель потока

Для оптимальной работы агрегата необходимо иметь математическую модель, которая учитывает влияние геометрических размеров рабочих органов на его гидродинамические показатели в зависимости от свойств рабочей среды.

Расчетная схема для математического моделирования гидродинамического движения внутри рабочего пространства аппарата представлена на рис. 2 [15].

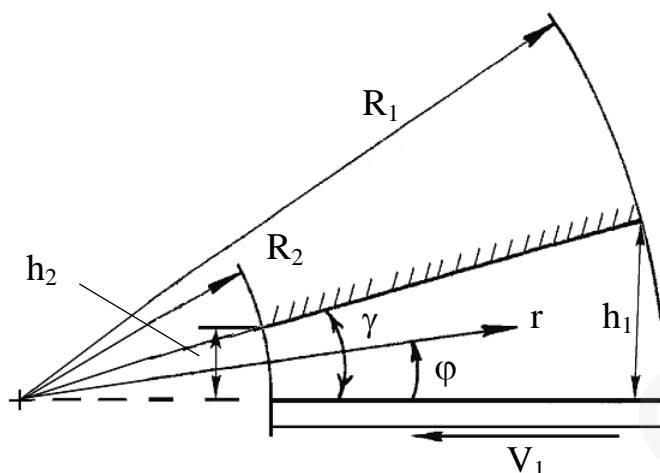


Рис. 2. Расчетная схема для моделирования скоростного режима вихревого кавитационного устройства: h_1, h_2 – ширина канала на входе и выходе из потока; R_1, R_2 – определяющий размер входа и выхода конфузора; γ – угол раскрытия конфузора; φ, r – оси координат; V_1 – направление движения теплоносителя

На рис. 2 обозначение V_1 показывает направление движения среды, при этом индекс с номером один соответствует входу среды в канал, а индекс два – выходу среды из канала. В этом случае течение будет происходить в отрицательном направлении относительно радиальной оси, следовательно, и значение скорости должно быть со знаком минус.

При допущении, отсутствия в рабочем зазоре вторичных потоков, осевую и угловую составляющие скорости можно приравнять нулю. Принимаем во внимание только радиальную составляющую скорости:

$$V_r = V_r(r, \varphi); V_y = V_z = 0. \quad (1)$$

Координата z направлена перпендикулярно схеме на рис. 2.

В стационарном процессе уравнения движения с учетом принятых допущений и пренебрежения изменением физических величин вдоль осевой координаты имеют вид:

$$-\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r}(r \cdot \sigma_{rr}) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \sigma_{r\varphi}}{\partial \varphi} - \frac{\sigma_{\varphi\varphi}}{r} = 0, \quad (2)$$

$$-\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial P}{\partial \varphi} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (r^2 \sigma_{r\varphi}) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \sigma_{\varphi\varphi}}{\partial \varphi} = 0, \quad (3)$$

где $\partial P / \partial r$ – изменение давления вдоль координаты r ; r – координата; σ_{rr} – тензор напряжений деформации радиальной составляющей скорости движения жидкости вдоль координаты r ; $\sigma_{r\varphi}$ – тензор напряжений деформации радиальной составляющей скорости вдоль координаты r с учётом угла φ ; $\sigma_{\varphi\varphi}$ – тензор напряжений деформации радиальной составляющей скорости вдоль координаты φ .

Уравнение неразрывности при этом выглядит:

$$\frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_r}{r} = 0. \quad (4)$$

В общем случае радиальная составляющая скорости является функцией двух переменных: радиальной и угловой координат. Используя уравнение неразрывности (4), введем следующую замену:

$$V_r(r, \varphi) = \frac{f(\varphi)}{r}, \quad (5)$$

где $f(\varphi)$ – функция, которая зависит только от координаты φ .

Компоненты тензора скоростей деформаций, отличные от нуля, для рассматриваемой схемы будут иметь вид:

$$d_{rr} = \partial V_r / \partial r, \quad d_{\varphi\varphi} = V_r / r, \quad d_{r\varphi} = 1 / (2 \cdot r) \cdot \partial V_r / \partial \varphi.$$

Чтобы перейти от компонентов тензора напряжений в уравнениях движения (2) и (3) к скоростным характеристикам, воспользуемся реологическим уравнением состояния для ньютоновской жидкости в виде:

$$\sigma_{ij} = 2 \cdot \eta \cdot d_{ij}, \quad (6)$$

где η – коэффициент вязкости; i, j – индексы, в данном случае соответствующие осям координат r, φ .

Выполнив соответствующие подстановки, в уравнения (2) и (3), получим:

$$-\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\eta}{r^3} \cdot \frac{\partial^2 f}{\partial \varphi^2} = 0, \quad (7)$$

$$-\frac{\partial P}{\partial \varphi} + \frac{2 \cdot \eta}{r^2} \cdot \frac{\partial f}{\partial \varphi} = 0. \quad (8)$$

Чтобы уйти от градиентов давлений в уравнениях (7) и (8), продифференцируем уравнение (7) по координате φ , а уравнение (8) – по координате r . После подстановки и преобразования получим:

$$\frac{\partial^3 f}{\partial \varphi^3} + 4 \cdot \frac{\partial f}{\partial \varphi} = 0. \quad (9)$$

Решение уравнения (9) имеет вид:

$$f = \frac{C_1}{2} \sin(2\varphi) - \frac{C_2}{2} \cos(2\varphi) + C_3. \quad (10)$$

Для определения радиальной составляющей скорости воспользуемся подстановкой (5), получим:

$$V_r = \frac{1}{r} \frac{C_1}{2} \sin(2\varphi) - \frac{1}{r} \frac{C_2}{2} \cos(2\varphi) + \frac{C_3}{r}. \quad (11)$$

Уравнение (11) включает три постоянные интегрирования. Две постоянные интегрирования найдем из следующих граничных условий:

$$V_r = 0 \text{ при } \varphi = 0, \quad (12)$$

$$V_r = 0 \text{ при } \varphi = \gamma. \quad (13)$$

Третью постоянную интегрирования найдем из уравнения неразрывности в интегральной форме:

$$W_n \cdot \int_0^\gamma r \cdot V_r \cdot d\varphi = Q_b, \quad (14)$$

где W_n – ширина канала; Q_b – производительность устройства для подачи рабочей жидкости, например, насоса.

Выполняя соответствующие подстановки и преобразования получим выражения для констант интегрирования:

$$C_1 = \frac{4 \cdot Q_b}{W_n} \cdot \frac{\sin(\gamma)^2}{\sin(2 \cdot \gamma) \cdot \gamma - 2 \cdot \sin(\gamma)^2}; \quad (15)$$

$$C_2 = C_1 \cdot \frac{\sin(2 \cdot \gamma)}{\cos(2 \cdot \gamma) - 1}; \quad C_3 = \frac{C_2}{2}.$$

Исследование работы вихревого кавитатора проводили методом математического моделирования на ранее разработанной математической модели. Значения начальных параметров исходных данных для расчета были приняты следующие: $Q_b = 2,66 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{сек}$; $\gamma = 15^\circ$; $W_n = 80 \text{ мм}$; $R_1 = 800 \text{ мм}$; $R_2 = 70 \text{ мм}$. Для данных значений ширина каналов на входе и выходе составили: $h_1 = R_1 \cdot \sin(\gamma) = 0,207 \text{ м}$; $h_2 = R_2 \cdot \sin(\gamma) = 0,018 \text{ м}$. Поверхность значений радиальной составляющей $V_r(r, \varphi)$ (11) получили для диапазонов варьирования: $r = R_2..R_1$ и $\varphi = 0,1^\circ.. \gamma$.

3. Результаты исследований и обсуждение

Результаты выполненных расчетов приведены на рис. 3.

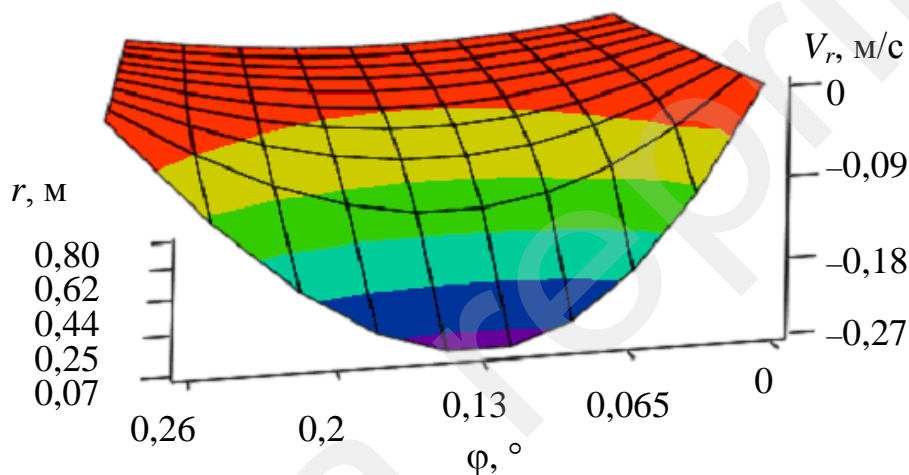


Рис. 3. Объемный график изменения скорости V_r при выбранных параметрах

Как видно из рис. 3, при выбранных параметрах скоростной режим движения теплоносителя вдоль вихревого кавитационного устройства не приближается к критической скорости звука, способствующей возникновению кавитационного процесса.

На рис. 4 представлены зависимости варьирования геометрических и напорных характеристик устройства в соответствии с разработанной математической версией.

На рис. 4, а показано изменение скоростного режима V_r при различных значениях производительности ($V1_r$ при $Q_1 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $V2_r$ при $Q_2 = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $V3_r$ при $Q_3 = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$), и неизменных параметрах, принятых при построениях зависимостей рис. 3.

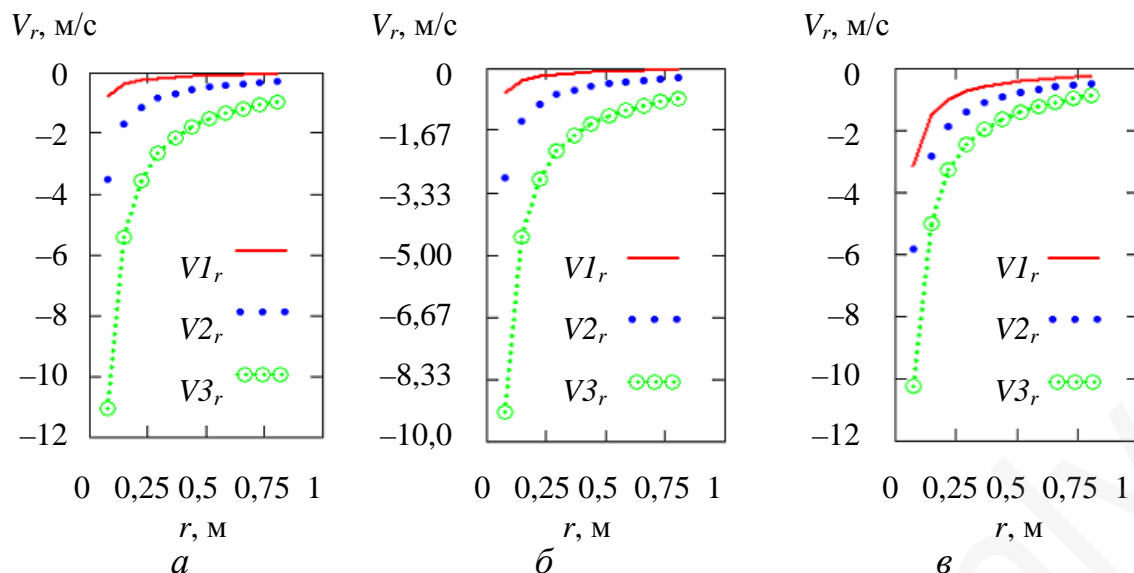


Рис. 4. Графики изменения скорости V_r :

a – при различных значениях производительностей насоса Q_i ;

b – при различных значениях углах наклона γ ; v – при различных значениях ширины канала W_n

Как видно из рис. 4, a при определенных соотношениях параметров существуют области интенсивного движения среды (область между кривой $V1_r$ и $V3_r$), где наблюдаются появление критических скоростей, предшествующих кавитации.

На рис. 4, b показано изменение скоростного режима V_r при различных углах наклона γ ($V1_r$ при $\gamma=25^\circ$; $V2_r$ при $\gamma=11^\circ$; $V3_r$ при $\gamma=5^\circ$) и значениях производительности $Q_2=3 \cdot 10^{-3}$ м/с. Из анализа зависимостей следует, что изменение угла наклона оказывает значительное влияние на скоростной режим в рабочем пространстве теплогенератора.

На рис. 4, v представлены результаты оценки влияния ширины канала W_n ($V1_r$ при $W_n=130$ мм; $V2_r$ при $W_n=70$ мм; $V3_r$ при $W_n=40$ мм) на скоростной режим V_r . При этом приняты следующие параметры: $\gamma = 9^\circ$, $Q_b = 3 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Остальные параметры имеют значения, соответствующие построению рис. 4, b .

С увеличением угла наклона клинового зазора скорость V_r возрастает, что связано с уменьшением действия силы трения.

Следует отметить, что графики на рис. 4 соответствуют середине канала, т. е. получены при $\varphi = \gamma/2$.

4. Выводы

Разработанный, изготовленный, прошел экспериментальную апробацию принципиально новый вид вихревого теплогенератора с переменной геометрией рабочего пространства. Разработана математическая модель с упрощенной расчетной схемой имитирующая движение среды внутри вихревого канала с неподвижными элементами. На математической модели исследовано влияния основных геометрических и напорных параметров устройства на его

гидродинамические показатели. На полученной модели указаны критические области, где возможны наиболее интенсивные зоны кавитации.

Определен оптимальный угол наклона конфузора который соответствует $\gamma = 7^\circ$, при этом скоростной режим движения теплоносителя V_T наиболее эффективный с позиции теплогенерации устройства. В статье представлены первые результаты исследований. Такие параметры вихревого кавитационного устройства как: длина; диаметр; соотношение длины и диаметра; угол атаки вихревого устройства; геометрия сопла для ввода теплоносителя – не учтены в представленной модели. Экспериментальная апробация и уточнение представленной модели с учетом указанных геометрических параметров является объектом последующих исследований.

Результаты исследования могут быть использованы при тепло- и гидродинамических расчетах вихревых теплогенераторов, разработке конструкции указанных устройств с заданными энерготехнологическими показателями.

Литература

1. Меркулов, А. П. (1969). *Вихревой эффект и его применение в технике*. Москва: Машиностроение, 185.

2. Антипов, Є. О., Охріменко, П. Г. (2016). Результати випробувань вихревого теплогенератора РТГА-37. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК*, 256, 240–245.

3. Lagrandeur, J., Croquer, S., Poncet, S., Sorin, M. (2020). Exergy analysis of the flow process and exergetic optimization of counterflow vortex tubes working with air. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 152, 119527. doi: <http://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119527>

4. Бирюк, В. В., Серебряков, Р. А. (2015). Вихревой гидравлический теплогенератор. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК*, 209 (1), 157–160.

5. Серебряков, Р. А. (2016). Вихревой гидравлический теплогенератор. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК*, 240, 191–204.

6. Халатов, А. А., Коваленко, А. С., Шевцов, С. В. (2008). Вихревые теплогенераторы в локальных системах теплоснабжения. *Промышленная теплотехника*, 30 (5), 7–15.

7. Nikolsky, V., Kuzyayev, I., Dychkovskiy, R., Aliksandrov, O., Yaris, V., Ptitsyn, S. et. al. (2020). A Study of Heat Exchange Processes within the Channels of Disk Pulse Devices. *Energies*, 13 (13), 3492. doi: <http://doi.org/10.3390/en13133492>

8. Хафизов, Ф. Ш., Александров, А. А., Суцев, С. П., Абуталипова, Е. М., Хафизов, И. Ф. (2017). Моделирование и метод расчета кавитационно-вихревого аппарата. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки*, 1 (70), 78–91. doi: <http://doi.org/10.18698/1812-3368-2017-1-78-91>

9. Левтеров, А. М., Авраменко, А. Н., Мараховский, В. П., Бганцев, В. Н. (2016). Численное моделирование процессов тепло- и массообмена в бортовом кавитаторе системы поддержания стабильности автомобильных смесевых

топлив. *Промышленная теплотехника*, 3, 42–48.

10. Уколов, А. И., Родионов, В. П. (2018). Верификация результатов численного моделирования и экспериментальных данных влияния кавитации на гидродинамические характеристики струйного потока. *Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Естественные науки*, 4 (79), 102–114. doi: <http://doi.org/10.18698/1812-3368-2018-4-102-114>

11. Ахметов, Ю. М., Калимуллин, Р. Р., Хакимов, Р. Ф. (2016). Особенности моделирования закрученного течения потока жидкости в замкнутом контуре вихревых устройств. *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника*, 4 (47), 177–197. doi: <http://doi.org/10.15593/2224-9982/2016.47.10>

12. Nikolsky, V., Kuzyayev, I., Aliksandrov, O., Ved, V., Pugach, A., Yaris, V. et. al. (2019). Analytical and experimental studies into the processes of hydrodynamics and heat exchange in the channels of disk pulse devices. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4 (8 (100)), 15–23. doi: <http://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.174629>

13. Lagrandeur, J., Poncet, S., Sorin, M. (2019). A new thermodynamic model for the prediction of air vortex tube performances. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 164, 126435.

14. Gustafson, K., Halasi, K. (1986). Vortex dynamics of cavity flows. *Journal of Computational Physics*, 64 (2), 279–319. doi: [http://doi.org/10.1016/0021-9991\(86\)90035-5](http://doi.org/10.1016/0021-9991(86)90035-5)

15. Кузьяев, И. М., Свидерский, В. А., Петухов, А. Д. (2016). *Моделирование экстрюзии и экструдеров при переработке полимеров. Часть 2*. Киев: НТУУ «КПИ» Изд-во «Политехника», 217.