

УДК 004.94+532.135

Яриз В.А., Никольський В.Е., Гнатко Е.Н., Палагнюк А.Т., Лободенко А.В., Ведь В.В., Павлюс С.Г.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ НЕСЖИМАЕМОГО ГАЗА В ВИХРЕВОМ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРЕ

ГВУЗ «Украинский государственный химико-технологический университет», г. Днепр, Украина

В статье приведены результаты выполненных аналитических и экспериментальных исследований гидродинамики поступательного-вращательного движения потока вязкого несжимаемого газа в рабочем пространстве вихревого теплогенератора переменной геометрии, аналитически определены зависимости влияния производительности устройства, углов раскрытия конфузора, ширины канала конфузора на гидродинамические показатели устройства и как следствие его энергоэффективность. Экспериментально оценена по числу Эйлера E_{Uv} степень энергоэффективности винта-завихрителя на работу вихревого теплогенератора при различных нагрузках на рабочий тракт. Доказано, что энергоэффективность его работы в среднем на 35% выше при установке винта-завихрителя. Исследовано влияние геометрии сопла на осевую симметрию и плавность потока несжимаемого газа в вихревой камере. Установлено, что указанным показателям максимально удовлетворяет сопло с прямоугольным сечением. Исследовано распределение температурного поля движущегося несжимаемого газа по высоте вихревой камеры в зависимости от угла конусности. Исследовано распределение угловых скоростей по оси завихрителя потока при различных значениях производительности. Установлено, что угловая скорость снижается по закону потенциального течения жидкости. Разработана математическая модель для оптимизации режимов и параметров работы вихревого теплогенератора. Построен программный блок на базе математического пакета MathCAD версии 11 для реализации разработанной математической модели. Разработана оптимальная конструкция вихревого теплогенератора с переменной геометрией рабочего пространства, которая прошла апробацию в лабораторных условиях. Проведенные лабораторные исследования доказали ее высокую энергоэффективность на уровне современных стандартов и целесообразность использования устройства для обогрева зданий и сооружений в промышленности и бытовом секторе.

Ключевые слова: несжимаемый газ, гидродинамика потока несжимаемого газа, вихревое движение, математическая модель, уравнение движения, уравнение неразрывности, вихревой теплогенератор, тепловая энергия, кавитация, турбулентность, вихревая зона, пакет MathCAD.

DOI: 10.32434/2521-6406-2020-8-2-75-81

Постановка проблемы

Исследования движения потока газа и жидкости в вихревых трубных аппаратах представляют значительные трудности, т.к. поток жидкости является трёхмерным, высокоскоростным и турбулентным, что требует создания специальных измерительных зондов и координатников.

Даже при максимально возможном снижении размеров вводимого в поток жидкости или газа инструментария измерительной аппаратуры, последнее создает заметные возмущения, перестройку потока, ухудшающую работу вихревого аппарата в целом.

Единственно возможный метод исследования

ний – метод зондирования. Он позволяет выяснить качественную картину потока с приближенной количественной оценкой.

При такой постановке большое значение приобретают аналитические исследования на математических моделях движения газов и жидкостей в вихревых трубных аппаратах. Кроме того, метод аналитических исследований весьма актуален при определении конструктивных характеристик вихревых аппаратов и их влияния на энергоэффективность в целом.

Отличительными особенностями трубного вихревого теплогенератора является высокая степень кручения потока теплоносителя за счёт вихревых течений, создаваемых специальными устройствами, расположенными внутри вихревого устройства, т.н. завихрителями потока жидкости.

Следовательно, оптимизация геометрических характеристик вихревого устройства, как инструмент интенсификации процессов теплообмена имеет важное значение для усовершенствования существующих аппаратов и создания новых энергоэффективных тепловых машин с высоким энергетическим КПД.

Анализ последних исследований и публикаций

Современные исследования в области вихревых аппаратов связаны с нахождением его оптимальных геометрических характеристик (длины, проходных сечений сопел, диаметра вихревого аппарата и т.д.). В работе [1] за оптимальную длину аппарата принималась длина, соответствующая 50 калибрам. Это делает вихревой аппарат достаточно громоздким, и многие исследователи [2] пытались уменьшить длину вихревой зоны.

В работе [3] найдено конструктивное решение, обеспечивающее резкое сокращение вихревой зоны, за счёт установки четырёхлопастной крестовины на выходе из вихревой зоны, что позволило уменьшить длину вихревого аппарата до 9 калибров.

В работе [2] для сокращения длины вихревой зоны предложено делать вихревую зону в виде усеченного конуса с углом конусности 7 градусов. Это позволило сократить длину вихревой трубы до 4 калибров при сохранении максимального эффекта (охлаждения вихревой трубы).

Экспериментальными работами по исследованию проходного сечения сопла (как генератора высокочастотных колебаний) и его влиянию на энергоэффективность вихревого аппарата, установлено следующее соотношение меж-

ду диаметром вихревого аппарата и площадью сопла:

$$\overline{F}_C = \frac{4 \cdot F_C}{3,14 \cdot D^2}. \quad (1)$$

Для большинства случаев при расчетах вихревых труб принято $F_C=0,092$.

С увеличением площади сопла растёт общий расход несжимаемого газа через вихревую трубу, что приводит к повышению гидравлического сопротивления трубы и давления в вихревой зоне за счёт снижения скорости движения потока несжимаемого газа.

Сопловой ввод несжимаемого газа конструктивно должен быть выполнен таким образом, чтобы при сохранении тангенциальности он обеспечивал плавный вход несжимаемого газа в зону вихря и осевую симметрию формирующего вихря.

Таким образом, многие современные исследования посвящены нахождению взаимосвязи геометрических характеристик вихревого устройства с его энергоэффективностью.

Постановка задачи

Для экспериментальной проверки влияния конструктивных параметров вихревого теплогенератора на его энергоэффективность был спроектирован и изготовлен вихревой теплогенератор, смонтированный в экспериментальный стенд (рис. 1).

Корпус вихревого теплогенератора выполнен в виде трубы Вентури, внутри которой смонтирован винт-завихритель потока. Винт-завихритель выполнен конической формы с переменным углом атаки и шагом.

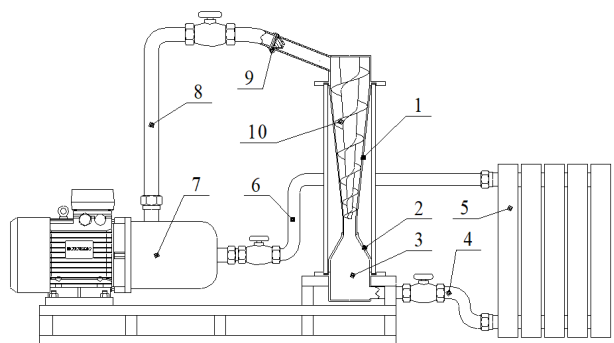


Рис. 1. Общий вид экспериментального стенда с вихревым теплогенератором: 1 – основной корпус (конфузор); 2 – диффузор; 3 – тормозная камера; 4 – отводящий трубопровод; 5 – система отопления; 6 – обратный трубопровод; 7 – насос; 8 – подводящий трубопровод; 9 – винт-завихритель потока; 10 – сопло

На входе в вихревой теплогенератор установлено сопло со специально выполненной внутренней нарезкой обеспечивающий генерацию высокочастотных колебаний несжимаемого вязкого газа.

Для исследования гидродинамических показателей вихревого теплогенератора экспериментальный стенд был оборудован приборами теплового и гидродинамического контроля.

Изложение основного материала исследования

Степень эффективности винта-завихрителя на работу теплогенератора оценивали по сопоставительным экспериментам работы вихревого теплогенератора с винтом-завихрителем и без него. Эксперимент состоял в оценке числа Эйлера $E_{Uв}$ (как показателя соотношения скорости и давления) при различных нагрузках на тракт теплогенератора в соответствии с числами Re_b .

На рис. 2 сопоставлены числа Эйлера рабочего тракта вихревого теплогенератора с установленным вихревым устройством и без него.

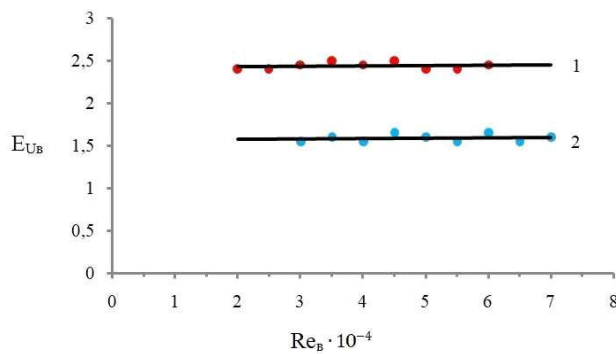


Рис. 2. Зависимость числа Эйлера $E_{Uв}$ рабочего тракта вихревого теплогенератора от нагрузки на Re_b :
1 – теплогенератор с установленным винтом-завихрителем;
2 – теплогенератор со снятым винтом-завихрителем

Из приведенных зависимостей видно, что при одинаковых гидродинамической и тепловой нагрузках на тракт вихревого теплогенератора, эффективность его работы в среднем на 35% выше с установленным винтом-завихрителем.

Экспериментами установлено, что хорошую осевую симметрию и плавность хода потока несжимаемого газа в вихревую зону обеспечивает сопло с прямоугольным сечением в соотношении:

$$\frac{b}{h} \approx 1,7 \div 2, \tag{2}$$

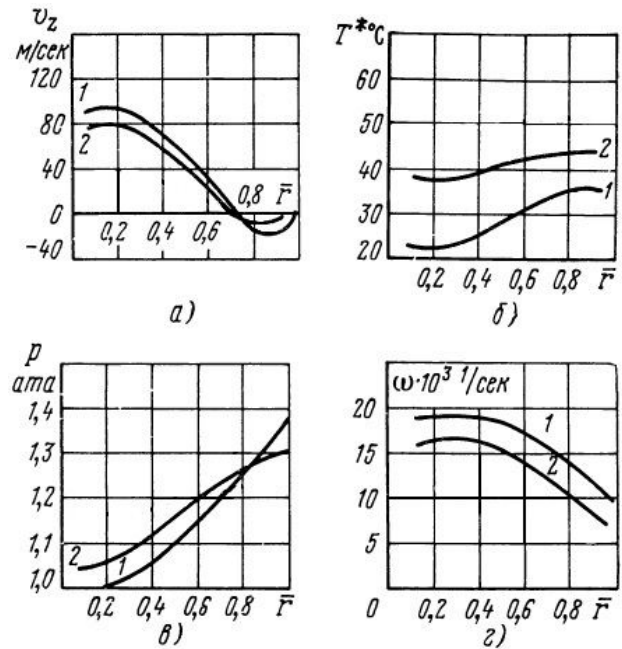


Рис. 3. Распределения параметров по относительному радиусу в различных сечениях вихревой зоны:
1 – сечение, удаленное от соплового входа на 1 калибр;
2 – сечение, удаленное от соплового входа на 3 калибра

где b – ширина сопла, h – высота сопла.

На рис. 3 показано распределение параметров движения несжимаемого газа по относительному радиусу в различных сечениях вихревой зоны.

Согласно приведенным кривым периферийные слои закрученного потока движутся с небольшой скоростью по направлению к зоне выхода из вихревой трубы.

При относительном радиусе $r=0,30 \div 0,35$ осевое движение несжимаемого газа практически нивелируется (рис. 3,а). Максимальный эффект турбулентной струи наблюдается на образующих поверхностях винта-завихрителя. В непосредственной близости к оси винта-завихрителя скорость w_z снижается. Такое же распределение скорости наблюдалось авторами исследований [4].

Распределение температур по радиусу для различных сечений (рис. 3,б) показывают рост температуры во всех сечениях при уменьшении радиуса завихрителя-потока, что объясняется снижением давления и увеличением скорости движения потока несжимаемого газа.

Более низкий уровень температур имеет место у соплового сечения и по мере удаления из вихревой зоны температура возрастает. С уменьшением шага и конусности вихревой зоны

резко снижается статическое давление в потоке (рис. 3,в).

Распределение угловых скоростей, построенных по значениям тангенциальных скоростей v_τ показывает, что в области от оси завихрителя потока до определенного радиуса поток вращается с практически постоянно угловой скоростью $\Omega = \text{const}$, то есть по законам вращения твердого тела.

В периферийной области угловая скорость резко снижается по закону потенциального течения жидкости:

$$v_\tau \cdot r = \text{const}. \quad (3)$$

С целью рассмотрения влияния параметров геометрии вихревого теплогенератора на его энергоэффективность выполнено математическое моделирование движения несжимаемого вязкого газа вдоль вихревой зоны.

Принимаем условия преобразования возникающего на входе сечения вихревой трубы свободного вихря в вынужденный вихрь, осуществляемый винтом-завихрителем. Такая схема течения строго описывается системой уравнения движения, сплошности, энергии и состояния, которого для асимметричного потока в цилиндрических координатах имеет следующий вид:

$$v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\tau^2}{r} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} + v \left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r}{r^2} \right); \quad (4)$$

$$v_r \frac{\partial v_\tau}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_\tau}{\partial z} + v_r \frac{v_\tau}{r} = v \left(\frac{\partial^2 v_\tau}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 v_\tau}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v_\tau}{\partial r} - \frac{v_\tau}{r^2} \right); \quad (5)$$

$$v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} + v \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v_z}{\partial r} \right). \quad (6)$$

Принимаем следующие допущения: отсутствие в рабочем пространстве зоны вихря вто-

ричных потоков. Задаемся радиальным распределением скорости и статической температурой в конечном сечении после процесса преобразования вихря. Используя условия сохранения момента количества движения энергий расхода, находим распределение полной температуры в конечном сечении, как функцию скорости втекания несжимаемого газа через сопло:

$$V_r = V_r(r, \varphi), \quad V_y = V_z = 0. \quad (7)$$

В общем случае радиальная составляющая скорости является функцией двух переменных: радиальной и угловой координат.

$$V_r(r, \varphi) = \frac{f(\varphi)}{r}, \quad (8)$$

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

Решением уравнений движения, произведя соответствующие подстановки и преобразования, получим уравнение:

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

Решение уравнения (9) имеет вид:

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

Радиальную составляющую скорости определяем из уравнения (8), 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:

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

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

Третью постоянную интегрирования найдем из уравнения неразрывности в интегральной форме:

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

где W_n – ширина канала; Q_b – производительность устройства для подачи несжимаемого газа, например, насоса.

Выполняя соответствующие подстановки и преобразования, получим выражения для констант интегрирования:

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

$$C_2 = C_1 \frac{\sin(2\gamma)}{\cos(2\gamma) - 1}; C_3 = \frac{C_2}{2}. \quad (15)$$

Расчеты выполнялись с применением математических моделей в программном пакете MathCAD версии 11 [5]. В расчете варьировались: расход Q_b , угол раскрытия конфузора γ и ширина канала конфузора W_n . Результаты выполненных расчетов приведены на рис. 4–6.

Анализ результатов

Как видно, при выбранных граничных условиях режим движения теплоносителя вдоль вихревой камеры не приближается к критической скорости, способствующей возникновению кавитационного процесса.

На рис. 4–6 приведены зависимости варьирования геометрических и напорных характеристик устройства в соответствии с разработанной математической версией.

Рисунок 4 характеризует изменение скоростного режима при различных значениях производительности и неизменных параметрах.

Как видно из рис. 4, при определенных соотношениях параметров существуют целые

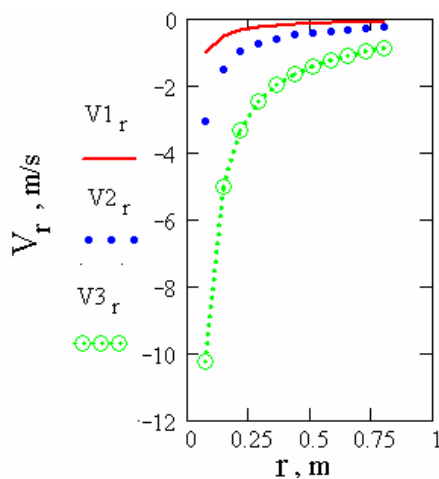


Рис. 4. Графики изменения скорости при различных значениях производительностей: V_{1r} при $Q_1=1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; V_{2r} при $Q_2=3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; V_{3r} при $Q_3=10 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$

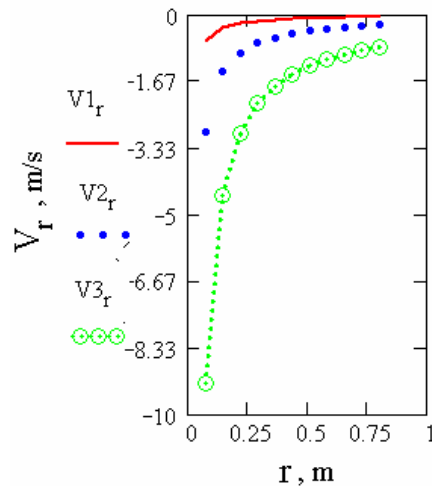


Рис. 5. Изменение скорости V_r при различных значениях углов конфузора γ , соответственно: V_{1r} при $g=25 \text{ deg}$; V_{2r} при $g=11 \text{ deg}$; V_{3r} при $g=5 \text{ deg}$

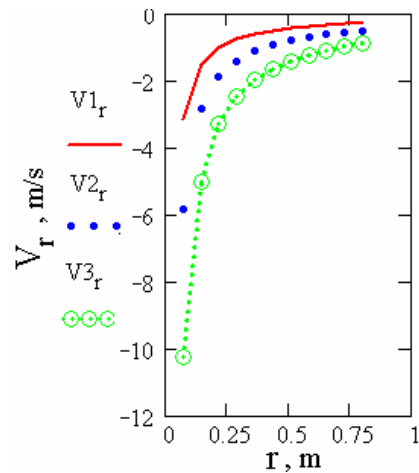


Рис. 6. Изменение скорости при различных значениях ширины канала W_n : $V_{1r}=130 \text{ мм}$; $V_{2r}=70 \text{ мм}$; $V_{3r}=40 \text{ мм}$

области интенсивного движения среды (защитированное пространство), где наблюдаются появление критических скоростей, предшествующих кавитации.

На рис. 5 показано изменение скоростного режима при различных углах конфузора γ и значениях производительности $Q_2=3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Из анализа представленных на рис. 5 зависимостей следует, что изменение угла конфузора оказывает значительное влияние на скоростной режим в рабочем пространстве вихревого теплогенератора.

На рис. 6 приведены результаты оценки ширины канала на скоростной режим. При этом приняты следующие параметры: $g=9 \text{ deg}$, $Q_b=3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Остальные параметры имеют зна-

чения, соответствующие построению рис. 5.

С увеличением угла наклона конфузора скорость возрастает, что связано с уменьшением действия силы трения.

Выводы

Выполнены аналитические и экспериментальные исследования поступательно-вращательного течения несжимаемого вязкого газа в вихревом теплогенераторе. Из анализа экспериментальных данных работы вихревого теплогенератора следует:

1. По мере преобразования вихря статическая температура выравнивается по радиусу вихря.

2. Радиальный градиент температуры возрастает по мере приближения вихря к выходу из конфузора.

3. При движении свободного вихря несжимаемого газа происходит интенсивный турбулентный теплообмен, который характеризуется наличием высокого градиента статического давления, нормального к направлению осредненной скорости движения. При этом изменяется температура несжимаемого газа.

4. При турбулентном массопереносе в круговом потоке распределение температур будет отлично от закона адиабаты.

5. С целью повышения гидродинамических показателей и энергоэффективности (генерации теплоты) корпус теплогенератора выполнен в виде трубы переменного сечения с расположенным внутри винтом-завихрителем.

6. Доказано, что при тангенциальном вводе несжимаемого газа в рабочее пространство вихревого теплогенератора установка винта-завихрителя повышает энергоэффективность его работы на 35%.

7. Разработан, изготовлен и прошел экспериментальную апробацию принципиально новый вид вихревого теплогенератора с переменной геометрией рабочего пространства.

8. Разработана математическая модель с упрощенной расчетной схемой имитирующая движение среды внутри вихревого канала с неподвижными элементами.

9. Разработанные математические модели оценивают влияние основных геометрических параметров устройства на его гидродинамические показатели и энергоэффективность.

10. Построен программный блок в пакете MathCAD. На полученных моделях показаны критические области с режимами интенсивной кавитации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Иванов А.Н.* Гидродинамика развитых кавитационных течений. – Л.: Судостроение, 1980. – 240 с.
2. *Меркулов А.П.* Вихревой эффект и его применение в технике. – М.: Машиностроение, 1969. – 185 с.
3. *Хафизов Ф.Ш., Александров А.А.* Моделирование и метод расчета кавитационно-вихревого аппарата // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки. – 2017. – №1. – С.78-91.
4. *Левтеров А.М., Авраменко А.Н., Мараховский В.П., Бганцев В.Н.* Численное моделирование процессов тепло- и массообмена в бортовом кавитаторе системы поддержания стабильности автомобильных смесевых топлив // Пром. Теплотехника. – 2016. – №3. – С.42-48.
<https://doi.org/10.31472/ihe.3.2016.06>
5. *A Study of Heat Exchange Processes within the Channels of Disk Pulse Devices / Nikolsky V., Kuzyayev I., Dychkovskiy R. et al. – Energies. 2020. – 13(13):3492.*
<https://doi.org/10.3390/en13133492>

Поступила в редакцию 12.11.2020

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ НЕСТИСКУВАНОГО ГАЗУ В ВИХРОВОМУ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРІ

Яріз В.О., Нікольський В.Є., Гнатко О.М., Палагнюк А.Т., Лободенко А.В., Ведь В.В., Павлюс С.Г.

У статті наведено результати виконаних аналітичних і експериментальних досліджень гідродинаміки поступально-обертального руху потоку в'язкого нестисливого газу в робочому просторі вихревого теплогенератора змінної геометрії, аналітично визначено залежності впливу продуктивності пристрою, кутів розкриття конфузора, ширини каналу конфузора на гідродинамічні показники пристрою і як наслідок його енергоефективність. Експериментально оцінена за числом Ейлера E_{06} ступінь енергоефективності гвинта-завихрителя на роботу вихревого теплогенератора при різних навантаженнях на робочий тракт. Доведено, що енергоефективність його роботи в середньому на 35% вища за умови встановлення гвинта-завихрювача. Досліджено вплив геометрії сопла на осьову симетрію і плавність потоку нестисливого газу в вихровій камері. Встановлено, що зазначеним показникам максимально задовольняє сопло з прямокутним перетином. Досліджено розподіл температурного поля рухомого нестисливого газу по висоті вихрової камери в залежності від кута конусності. Досліджено розподіл кутових швидкостей по осі завихрювача потоку при різних значеннях продуктивності. Встановлено, що кутова швидкість знижується за законом потенційної течії рідини. Розроблено математичну модель для оптимізації режимів і параметрів роботи вихревого теплогенератора. Побудований програмний блок на базі математичного пакета MathCAD версії 11 для реалізації розробленої математичної моделі. Розроблено оптимальну конструкцію вихревого теплогенератора зі змінною геометрією робочого простору, яка пройшла апробацію в лабораторних умовах. Здійснені лабораторні дослідження довели її високу енергоефективність на рівні сучасних стандартів і доцільність використання пристрою для обігріву будівель та споруд в промисловості і побутовому секторі.

Ключові слова: нестисливий газ, гідродинаміка потоку нестисливого газу, вихровий рух, математична модель, рівняння руху, рівняння нерозривності, вихровий теплогенератор, теплова енергія, кавітація, турбулентність, вихрова зона, пакет MathCAD.

STUDY OF THE MOTION OF INCOMPRESSIBLE GAS IN A VORTEX HEAT GENERATOR

Yariz V., Nikolsky V., Gnatko E., Palagnyuk A., Lobodenko A., Ved V., Pavlyus S.

Ukrainian State University of Chemical Technology, Dnipro, Ukraine

The article presents the results of the performed analytical and experimental studies of the hydrodynamics of the translational-rotational motion of a viscous incompressible gas flow in the working space of a vortex heat generator of variable geometry, analytically determined the dependences of the effect of device performance, confuser opening angles, confuser channel width on the hydrodynamic parameters of the device and, as a consequence, its energy efficiency. The degree of energy efficiency of the swirler screw for the operation of a vortex heat generator at various loads on the working path has been experimentally estimated, according to the Euler number Eu . It has been proven that the energy efficiency of its operation is on average 35% higher when the swirler screw is installed. The influence of the geometry of the nozzle on the axial symmetry and smoothness of the flow of incompressible gas in the vortex chamber is investigated. It was found that the specified indicator is most satisfactory for a nozzle with a rectangular cross-section. The distribution of the temperature field of a moving incompressible gas along the height of the vortex chamber is investigated depending on the taper angle. The distribution of angular velocities along the axis of the flow swirler is investigated at various values of productivity. It was found that the angular velocity decreases according to the law of potential fluid flow. A mathematical model has been developed to optimize the operating modes and parameters of the vortex heat generator. A software block was built based on the mathematical package MathCAD version 11 for the implementation of the developed mathematical model. An optimal design of a vortex heat generator with a variable geometry of the working space has been developed, which has been tested in laboratory conditions. Laboratory studies have proven its high energy efficiency at the level of modern standards and the feasibility of using the device for heating buildings and structures in industry and the domestic sector.

Keywords: incompressible gas, hydrodynamics of an incompressible gas flow, vortex motion, mathematical model, equation of motion, continuity equation, vortex heat generator, thermal energy, cavitation, turbulence, vortex zone, MathCAD package.

REFERENCES

1. Ivanov A.N. *Gidrodinamika razvitykh kavitacionnykh tekh-nij* [Hydrodynamics of developed cavitation flows]. Leningrad, Sudostroenie, 1980. 240 p. (in Russian).
2. Merkulov A.P. *Vihrevoj jeffekt i ego primenenie v tehnikе* [Vortex effect and its application in technology]. Moscow, Mashinostroenie, 1969. 185 p. (in Russian).
3. Hafizov F.Sh., Aleksandrov A.A. *Modelirovanie i metod rascheta kavitacionno-vihrevogo apparata* [Modeling and calculation method of the cavitation-vortex apparatus]. Vestnik MGТУ im. N. Je. Bauman. Ser. Estestvennyye nauki, 2017, №1, pp. 78-91. (in Russian).
4. Levterov A.M., Avramenko A.N., Marahovskij V.P., Bgancev V.N. *Chislennoe modelirovanie processov teplo- i mas-soobmena v bortovom kavitatore sistemy podderzhanija stabil'nosti avtomobil'nyh smesevykh topliv* [Numerical modeling of heat and mass transfer processes in the onboard cavitator of the system for maintaining the stability of automotive mixed fuels]. Prom. Teplotehnika, 2016, №3, pp. 42-48. (in Russian). <https://doi.org/10.31472/ihe.3.2016.06>
5. Nikolsky V., Kuzyayev I., Dychkovskiy R., Aliksandrov O., Yaris V., Ptitsyn S., Tikhaya L., Howaniec N., Bak A., Siudyga T., Jura B., Cabana E., Szymanek A., Smolicski A. *A Study of Heat Exchange Processes within the Channels of Disk Pulse Devices*. *Energies*, 2020, 13(13):3492. <https://doi.org/10.3390/en13133492>