

Э. И. Зангиров, Р. Р. Калимуллин, А. В. Свистунов, Р. Ф. Хакимов

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА НАГРЕВА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ВИХРЕВОМ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРЕ

Произведено математическое моделирование процессов вихревого движения жидкости в вихревом теплогенераторе. Выполнен анализ экспериментальных исследований процессов течения жидкости по замкнутому контуру вихревого теплогенератора. *Вихревой теплогенератор; закрученные потоки; нагрев в насосе*

В энергомашиностроении важное значение занимает поиск способов интенсификации теплообменных процессов, позволяющих совершенствовать существующие и создавать новые устройства преобразования энергии. Одним из получивших наибольшее распространение способов интенсификации теплообмена является закрутка потока – то есть сообщение потоку вращательного движения, используя, как правило, различные закручивающие устройства. Закрутка потока приводит к воздействию на характеристики поля течения и, соответственно, на теплообмен.

Для закрученных потоков характерно пространственное распределение поля скорости с соизмеримыми компонентами (осевой и вращательной, а иногда и всех трех), что определяет формирование трехмерного поля давления со сравнимыми градиентами. Соответственно, усиливается конвективный перенос импульса, энергии и массы с изменением вихревой структуры закрученных потоков.

Общий характер переходных процессов в устройствах, реализующих энергию закрученных потоков, определяется участками разгона потока, его закрутки, участком движения закрученного потока и участком его разрушения. Если участок разрушения потока отсутствует, закрученный поток на некотором расстоянии от

источника закрутки переходит в осевой поток с развитым полем скорости [1]. Для увеличения локальной скорости потока непосредственно перед его закруткой используются конфузоры, или сужающиеся каналы. Для создания местной закрутки потока применяются различные устройства как с вращающимися частями (аксиально- и тангенциально-лопаточные, шнековые завихрители), называемые активными завихрителями, так и без них (тангенциальные подводы, улиточные, спиральные каналы), называемые пассивными завихрителями. Участок канала, в котором движется закрученный поток, называется вихревой камерой (также камерой энергоразделения, вихревой трубой). Размеры камеры определяются участком, разрушения вихревой структуры закрученного потока. Разрушение достигается путем установки различных гидравлических сопротивлений, значительно сужающих проточную часть канала и разрушающих гидродинамическую структуру потока плохообтекаемыми участками (к таким устройствам относятся различные тормозные устройства, крестовины, дроссели и т.д.).

Одним из примеров использования закрученного потока жидкости является вихревой теплогенератор (далее – ВТГ) [2], в котором происходят экзотермические процессы, связанные, в предположении, с кавитационными явлениями [3]. Сегодня ВТГ выпускаются несколькими предприятиями России, однако режим работы по давлению таких систем ограничен 0,5...0,6 МПа, так как они нашли наибольшее применение в теплоэнергетике, где давление магистральных трубопроводов в традиционных системах отопления не превышает 0,6 МПа.

Характерными участками ВТГ являются те, в которых происходит преобразование энергии потока (рис. 1).

Контактная информация: 8 (347) 273-09-44

Исследование выполнено при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, соглашение 14.В37.21.0337 «Научное обоснование, создание и исследование энергосберегающих вихревых технологий фазоразделения, подогрева и редуцирования при транспортировке попутного и природного газа» под научным руководством д.т.н., профессора Целищева В. А. и к.т.н., доцента кафедры прикладной гидромеханики Ахметова Ю. М.

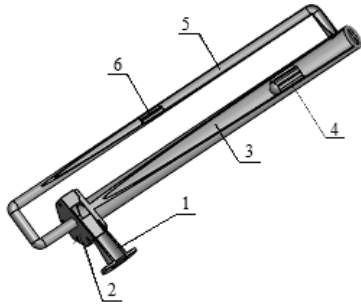


Рис. 1. Модель ВТГ

1 – конфузор; 2 – завихритель;
3 – вихревая камера; 4 – тормозное устройство;
5 – байпас; 6 – тормозное устройство байпаса

Разгон потока обеспечивается, помимо качающего узла – центробежного насоса – установкой на входном участке конфузора 1, закрутка потока происходит в завихрителе 2 улиточного типа, проточная часть которого выполнена в форме спирали Архимеда, движение закрученного потока происходит в вихревой камере 3, на выходном участке которой установлено тормозное устройство 4. Данные участки обеспечивают протекание энергетических процессов по тракту ВТГ, кроме того, для реализации тепло-массообменных процессов в выходной области ВТГ часть жидкости перепускается через байпас 5 в осевую область нижней части завихрителя 2. Тормозное устройство 6, установленное в байпасе 5, обеспечивает дополнительный разгон потока.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ВИХРЕВОМ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРЕ

Математическая модель процесса представляет собой систему уравнений в тензорной форме для расчета турбулентных течений на основе диссипативной двухпараметрической модели турбулентности в декартовой системе координат [4]:

- уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \overline{\rho u_j}}{\partial x_j} = 0;$$

- уравнение Рейнольдса:

$$\frac{\partial \overline{\rho u_i}}{\partial \tau} + \frac{\partial \overline{\rho u_i u_j}}{\partial x_j} = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right);$$

- уравнение для кинетической энергии турбулентных пульсаций k :

$$\frac{\partial k}{\partial \tau} + \overline{u_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} + \left(\mu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \right) \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - \rho \varepsilon;$$

- уравнение для скорости диссипации кинетической энергии ε :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial \tau} + \overline{u_j} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \times \left(\mu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \right) \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} + C_{\varepsilon 3} \nu \mu_t \left(\frac{\partial^2 \overline{u_i}}{\partial x_k \partial x_i} \right)^2,$$

где ρ – плотность жидкости, ν – кинематическая вязкость, μ – динамическая вязкость, знак осреднения « $\overline{\quad}$ » означает рейнольдсово осреднение по времени τ , u_i – пульсационные составляющие скоростей, $i = 1, 2, 3$, μ_t – турбулентная вязкость, $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, $C_{\varepsilon 3}$, σ_ε , σ_k – эмпирические коэффициенты, δ_{ij} – символ Кронекера.

Для решения математической модели используется программный пакет конечно-элементного анализа *ANSYS CFX* с применением решателя *ANSYS CFX*, малочувствительного к отношениям размеров элементов, временным шагам и релаксационным факторам, для анализа гидрогазодинамических процессов программной системы *ANSYS CFX* как средства решения моделей с многокомпонентными течениями и сложной структурой [5].

В качестве граничных условий принимаются следующие условия:

процесс адиабатический:

$$k|_\Gamma = \frac{3 \cdot (b \cdot \nu)^2}{2}, \quad \varepsilon|_\Gamma = \frac{k^2}{0,3 \cdot D},$$

где b – эмпирический коэффициент, D – характерный размер.

Температура жидкости ниже температуры кипения при данном давлении. Параметры среды в начальном состоянии принимаются соответствующими нормальным условиям.

Математическое описание конструкции ВТГ представлено твердотельной моделью, для которой

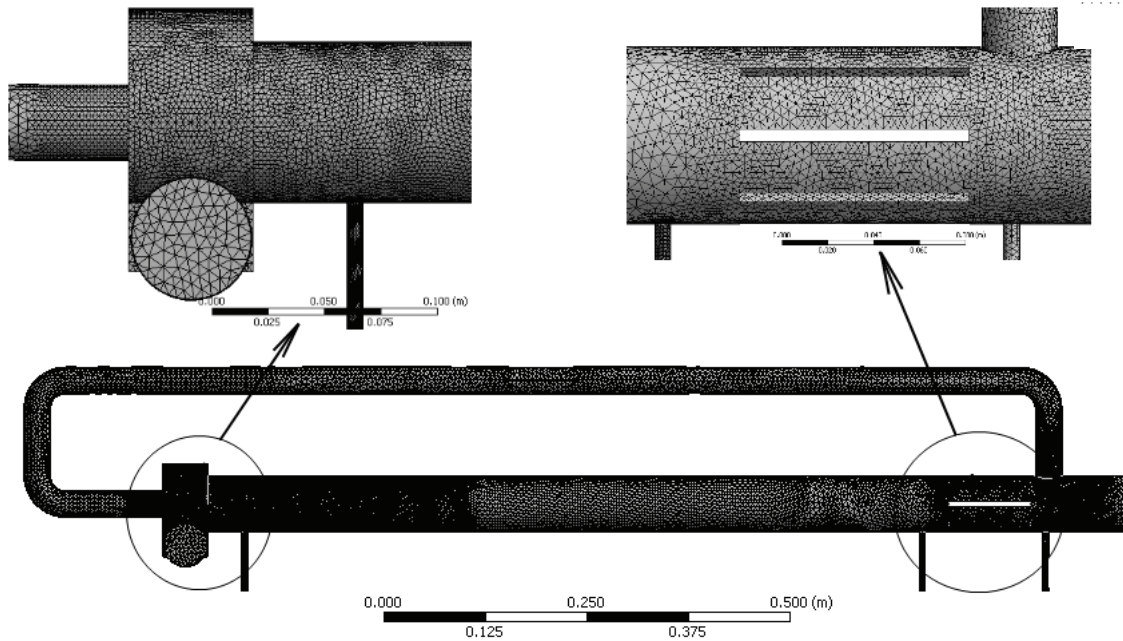


Рис. 2. Расчетная сетка в элементах проточной части

определена расчетная область и точность моделирования, определяемая параметром расчетной сетки. Сетка описывается объемными ячейками в форме тетраэдров. Количество ячеек в расчетной сетке – 4 800 000 (рис. 2).

Результаты численного моделирования представлены полями распределения параметров в форме изоповерхностей, а также в виде графиков (рис. 3–9).

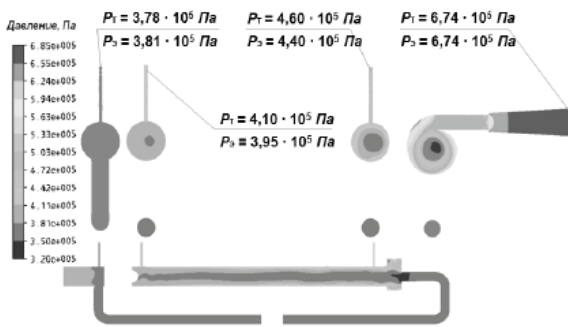


Рис. 3. Распределение статического давления по тракту ВТГ в поперечных сечениях

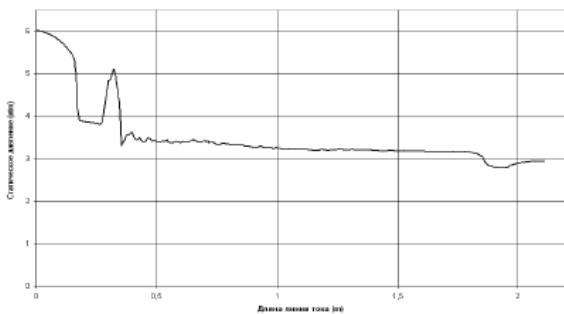


Рис. 4. График распределения статического давления по тракту ВТГ

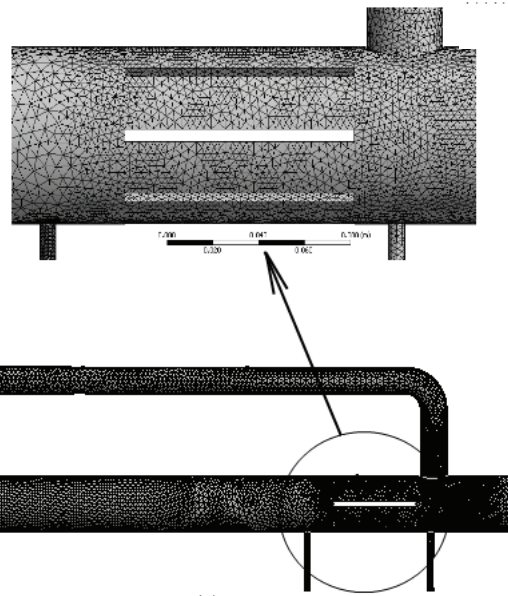


Рис. 5. Скорость жидкости по тракту ВТГ

Распределение статического давления (рис. 3) в ВТГ показывает неравномерное поле. В осевой области вихревой камеры давление значительно ниже, чем на периферии. Таким образом, существует некая граница двух вихревых токов, которые непосредственно взаимодействуют. Дальнейшее движение жидкости по тракту показывает выравнивание статического давления.

На рис. 5 представлен график полной скорости течения жидкости в ВТГ. Скорость течения в периферийной области превышает скорость осевого течения в 2 раза.

Расчет проводился на один цикл проходного потока, создаваемого напором насоса. Максимальный объемный расход насоса $Q = 42 \text{ м}^3/\text{ч}$, объем жидкости $V = 0,02 \text{ м}^3$. Таким образом, время прохождения жидкости через ВТГ за один цикл равно:

$$t = \frac{Q}{V_{\text{msx}}} = \frac{0,02}{42} \cdot 3600 = 1,7 \text{ с.}$$

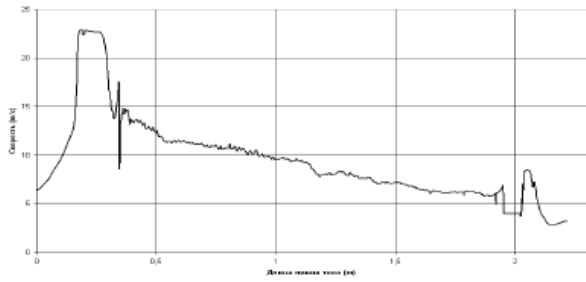


Рис. 6. График распределения скорости жидкости по тракту ВТГ

При моделировании циклического течения жидкости за время, равное 16 с, наблюдалась картина линейного повышения температуры, при этом выходные данные по температуре были входными данными следующего цикла (рис. 7).

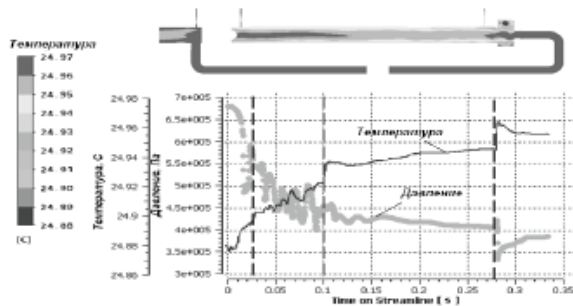


Рис. 7. Температура жидкости по тракту ВТГ

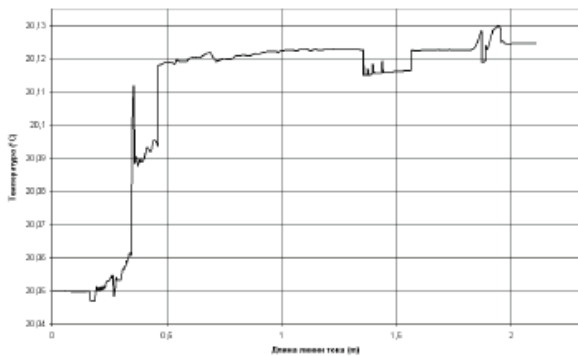


Рис. 8. График распределения температуры жидкости

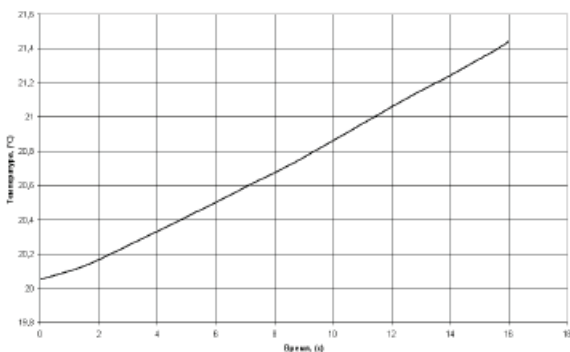


Рис. 9. График зависимости температуры жидкости от времени на участке после тормозного устройства

Такой подход при моделировании процесса нагрева рабочей жидкости в ВТГ не отражает реальную физику происходящих процессов, однако дает качественную картину распределений параметров как статических, так и динамических, а также дает возможность наблюдать картины течений линий тока жидкости по внутренней поверхности ВТГ.

АЛГЕБРАИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ВИХРЕВОМ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРЕ

Термодинамические процессы, происходящие в ВТГ, носят интегральный характер распределения. При исследовании переходных процессов в ВТГ удобно использовать метод гидродинамического моделирования, основанного на алгебраических исследованиях тепло-массообменных процессов движения жидкости по закрученной траектории в замкнутом контуре. Условия замкнутости контура обеспечивают постоянство объема рабочей жидкости, то есть рассматриваются квазиизохорные процессы теплообмена, а процессы теплового расширения и объемного сжатия жидкости предполагают изменения соотношения объемов жидкой и газовой фракций.

В ВТГ как устройстве, реализующим принцип вихревого движения жидкости, необходимо учитывать возможность управления параметрами потока, его динамикой и энергией. Такое управление при помощи дифференциальной системы измерения параметров потока в местах изменения его состояния обеспечивается несколькими способами: различными режимами работы качающего узла, изменением геометрических параметров пространства, формирующего поток жидкости.

Результаты анализа различных конструкций ВТГ показывают, что эффективность его определяется скоростью рабочей жидкости [6], а следовательно, перепадом давления. Потери давления в ВТГ по длине и в местных сопротивлениях зависят от геометрических характеристик живого сечения потока рабочей жидкости, длины, диаметра и формы трубопроводов в устройстве, скорости течения и вязкости рабочей жидкости, режима течения жидкости в ВТГ.

Интенсивность нагрева определяется временем нагрева рабочей жидкости до определенной температуры (но не более температуры кипения жидкости при заданном уровне давления). Для расчета эффективности нагрева ВТГ необходимо определить степень нагрева жидкости в каждом из узлов замкнутого контура, с учетом теплообмена в окружающую среду.

Зависимость для расчета нагрева жидкости в насосе за один цикл от входа в насос до выхода из насоса с учетом ее адиабатического сжатия и диссипации механической энергии в проточной части насоса [7]:

$$\Delta T_i = \frac{v}{c_p \cdot \eta} \cdot (p_2 - p_1) + \alpha \cdot (p_2 - p_1),$$

где v – удельный объем жидкости; c_p – удельная теплоемкость воды; η – КПД насоса; $p_2 - p_1$ – перепад давления в насосе; α – коэффициент Джоуля-Томсона,

$$\alpha = -\frac{v}{c_p} \cdot (1 - T_{\text{вх}} \cdot \beta),$$

где $T_{\text{вх}}$ – температура на входе в насос; β – коэффициент объемного расширения.

Переходный процесс по температуре в насосе можно представить в виде

$$\Delta T_{\text{н}} = \frac{\Delta T_i \cdot \tau \cdot Q}{V}, \quad (1)$$

где τ – время; Q – расход жидкости в насосе; V – объем проточной части насоса, или объем циркулирующей в насосе рабочей жидкости.

В каждом узле ВТГ жидкость под воздействием силы давления совершает работу по преодолению силы трения о стенки трубы и трения слоев жидкости между собой. В соответствии с первым началом термодинамики, удельная теплота, выделившаяся при прохождении жидкости через гидравлическое сопротивление, образуется в результате трения, являющегося причиной потери давления и роста скорости жидкости

$$\Delta Q(T) = \Delta A(p) - \Delta U(v),$$

где $\Delta Q(T)$ – изменение удельного теплосодержания жидкости:

$$\Delta Q(T) = c_p \cdot \Delta T_i;$$

$\Delta A(p)$ – удельная работа, затраченная на преодоление сил трения

$$\Delta A(p) = v \cdot \Delta p,$$

где Δp – перепад давлений в ВТГ;

$\Delta U(v)$ – удельная внутренняя энергия жидкости,

$$\Delta U(v) = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2},$$

где v_1, v_2 – скорости жидкости соответственно до и после прохождения гидравлического сопротивления.

Последние 2 слагаемые связаны уравнением Бернулли, показывающим обратную пропорциональность изменения давления и скорости жидкости при движении по трубопроводу.

С учетом вышесказанного, первое начало термодинамики для потока жидкости, проходящего по тракту ВТГ, примет вид

$$c_p \cdot \Delta T_i = v \cdot \Delta p - \frac{\Delta v^2}{2}.$$

На преодоление сил трения тратится лишь часть энергии давления жидкости, определяемой путем расчета потерь давления жидкости на трение по участкам ВТГ.

Для учета возможной кавитации на гидравлических сопротивлениях вводится критерий Тома [8]:

$$s = \frac{2 \cdot (p_2 - p_1)}{\rho \cdot v^2},$$

где p_2 – давление перед гидравлическим сопротивлением; p_1 – минимальное давление потока, в данном случае давление насыщенных паров.

Критерий Тома можно заменить критерием Эйлера [9]:

$$Eu = \frac{\partial p_n}{\rho v_n^2} = \frac{1}{2} \cdot s.$$

Принимая во внимание формулу Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta h = \frac{\lambda \cdot l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g},$$

а также то, что после подстановки выражений для энергий и последующих сокращений критерий Эйлера примет вид

$$Eu = \frac{2 \cdot g \cdot \Delta h}{v^2},$$

можно записать критериальное уравнение подобия в виде

$$s = 2Eu = \lambda \frac{l}{d},$$

в котором число Эйлера является определяемым критерием подобия, а λ и $\frac{l}{d}$ – определяющими параметрами подобия.

Следовательно, кавитацию в ВТГ можно характеризовать наряду с критерием Тома также критерием Эйлера.

Заменяв в (7) $v^2/2$ на $v \cdot \Delta p / 2 Eu$ и выполнив преобразования, получим уравнение нагрева рабочей жидкости при ее прохождении по тракту ВТГ:

$$\Delta T_T = \frac{v \cdot \Delta p}{c_p} \cdot \left(1 - \frac{1}{2 \cdot Eu} \right). \quad (2)$$

Теплообмен с окружающей средой учитывается эмпирически, в виде графика скорости охлаждения рабочей жидкости в замкнутом контуре при выключенном насосе. Общий объем жидкости в контуре при ее остывании составил 144 л. Экспериментальная кривая охлаждения контура выглядит следующим образом (рис. 10).

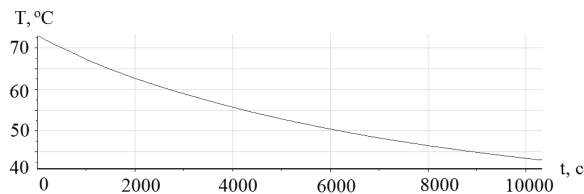


Рис. 10. Кривая охлаждения контура

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ В ВИХРЕВОМ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРЕ И ИДЕНТИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Экспериментальные исследования проводились на кафедре прикладной гидромеханики УГАТУ на стенде «Гидродинамического моделирования высокоскоростного многофазного течения жидкости», разработанного в УНИЦ «Гидропневмоавтоматика». Основные характеристики стенда описаны в [10].

В качестве качающего узла использован вертикальный многоступенчатый насос GRUNDFOS CRNE-45-6-2 с системой контроля на основе режима поддержания постоянного давления на выходе из насоса. Таким образом, зависимость температуры на выходе из насоса от времени эксперимента на рис. 11, а также экспериментальная зависимость нагрева жидкости в насосе от времени эксперимента на рис. 13 представлены при постоянном давлении на выходе из насоса равном 5 атм. Зависимость температуры на выходе из ВТГ от времени эксперимента на рис. 12, а также экспериментальный нагрев рабочей жидкости в замкнутом контуре ВТГ на рис. 14 представлены при постоянном давлении на выходе из насоса, равном 6 атм.

Система измерений представлена датчиками измерения избыточного давления АИР10 М1 ДИ, термосопротивлениями ТСМУ0104, расходомерами Взлет ЭРСВ-420Ф. Преобразование аналогового токового сигнала в цифровой осуществлено на платформе *National Instruments LabVIEW* на базе пакета *Real-Time Module*.

Для идентификации математической модели процесса нагрева рабочей жидкости в замкнутом контуре ВТГ, а также математической модели процессов движения и энергопреобразования, происходящих по тракту ВТГ, экспериментальным путем были получены переходные процессы, отражающие изменение термодинамических и гидродинамических параметров в замкнутом контуре ВТГ по времени.

На рис. 11 показано изменение давления по тракту ВТГ. Перепад давления в ВТГ складывается в основном из перепада в завихрителе $\Delta P_{кз} = 3 \cdot 10^5$ Па и перепада в тормозном устройстве $\Delta P_{крз} = 1 \cdot 10^5$ Па. Общий перепад давления в ВТГ составляет $\Delta P_{ВТГ} = 4 \cdot 10^5$ Па.

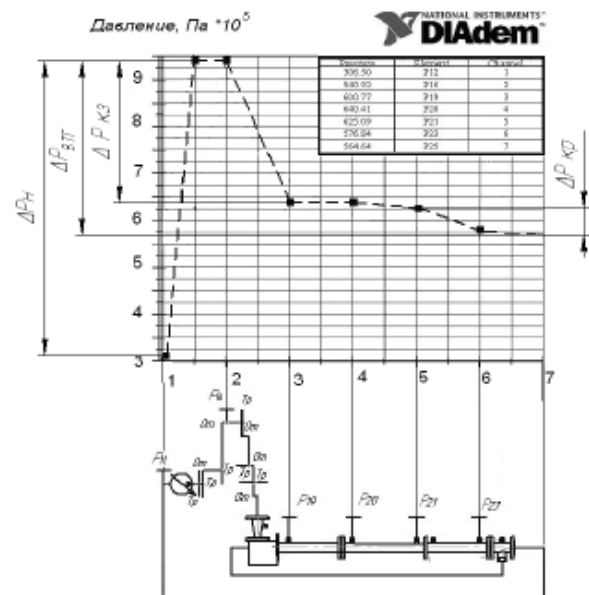


Рис. 11. Изменение давления по тракту ВТГ

На рис. 12 показана зависимость изменения температуры от времени эксперимента по определению нагрева рабочей жидкости в насосе.

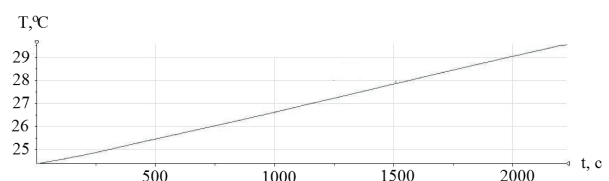


Рис. 10. Кривая охлаждения контура

На рис. 13 показана зависимость изменения температуры от времени эксперимента по определению нагрева рабочей жидкости замкнутом контуре ВТГ.

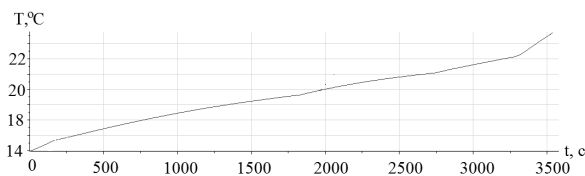


Рис. 13. Зависимость температуры на выходе из ВТГ от времени эксперимента

На рис. 14 расчетным и экспериментальным путями представлены зависимости нагрева рабочей жидкости в насосе от времени.

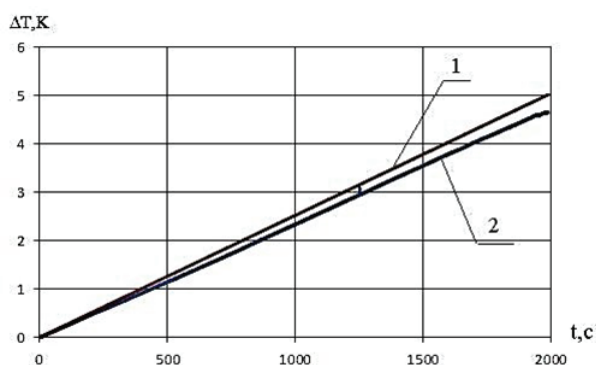


Рис. 14. Зависимость нагрева жидкости в насосе от времени эксперимента
1 – расчетная зависимость, вычисленная по формуле (1);
2 – экспериментальная зависимость

Расчетная зависимость 1 (рис. 13) лежит выше экспериментальной 2, что обуславливается допущением об адиабатном процессе, то есть отсутствием теплообмена с окружающей средой при расчетах, а также пренебрежением потерь на трение механических частей насоса.

Максимальное расхождение результатов расчетов и эксперимента составляет $0,525^{\circ}\text{C}$, что составляет 10% от максимальной температуры, достигнутой за время эксперимента.

Зависимость нагрева рабочей жидкости в замкнутом контуре ВТГ (рис. 15) показывает результаты расчетов и экспериментальных исследований.

Кривая 1, полученная расчетным путем, расположена ниже кривой 2, полученной в результате экспериментов, и имеет переменную кривизну. Положение «расчетной» определяет необходимость дальнейших исследований для

учета дополнительного нагрева рабочей жидкости в замкнутом контуре. Критерий наличия кавитации и ее вклад в суммарный нагрев представлены в виде условия, что давление насыщенных паров в жидкости выше значения локального давления жидкости. Максимальная разница температур при сопоставлении расчетных и экспериментальных данных составила $2,1^{\circ}\text{C}$ при максимальной температуре 43°C , что не превышает 5%.

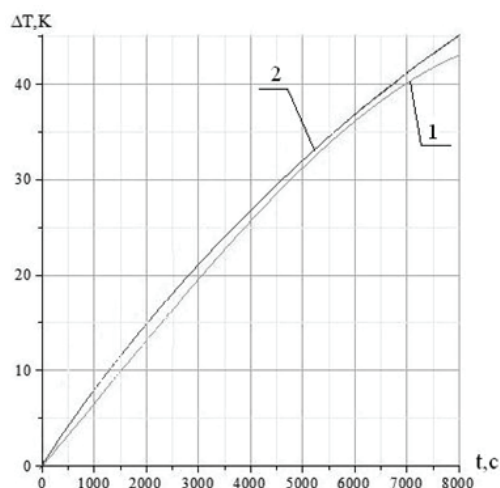


Рис. 15. Зависимость нагрева рабочей жидкости в замкнутом контуре ВТГ относительно результатов эксперимента
1 – расчетный суммарный нагрев, вычисленный по формуле (2);
2 – экспериментальный нагрев

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Интегральные зависимости характеризуют переходные процессы в замкнутом контуре ВТГ на режиме нагрева рабочего тела с учетом нелинейности переходного процесса по местам достижения ограничений по параметрам.

Разработанный комплекс расчетных зависимостей для описания процессов, происходящих в ВТГ, позволяет определить степень влияния каждого из параметров на общий характер процессов в ВТГ, а комплекс зависимостей, определяющих энергетическое состояние рабочей жидкости при ее течении по участкам ВТГ, позволяет учитывать их влияние при разработке новых конструктивных решений для оптимизации процессов энергопреобразования, направленных на получение максимально возможного эффекта нагрева рабочей жидкости в замкнутом контуре ВТГ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Шукин В. К., Халатов А. А.** Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. М.: Машиностроение, 1980. 331 с.
2. **Потапов Ю. С.** Вихревая энергетика и холодный ядерный синтез с позиции теории движения. Кишнев–Черкасы: Око-плюс, 2000. 387 с.
3. **Целищев В. А., Ахметов Ю. М., Колосникова М. С., Коврижкин М. Г., Юрьев В. Л.** Сравнение эффективности вихревых теплогенераторов // Наука – производству: Уфа, 2007. С.126–139.
4. **Митрофанова О. В.** Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно-энергетических установок. М.: Физматлит, 2010. 288 с.
5. ANSYS CFX – Solver Theory Guide. Ansys CFX Release 11.0. 1996–2006. Ansys Europe, Ltd.
6. **Ахметов Ю. М., Калимуллин Р. Р., Юрьев В. Л., Старочкина С. В., Кашелевский Г. И.** Гидродинамическое моделирование высокоскоростного многофазного течения жидкости // Наука – производству: Вып.6. Уфа: АН РБ, Гилем, 2011.
7. **Ким Д. П., Рахматуллин Ш. И.** О законе распределения температуры в магистральных нефтепроводах с промежуточными насосными станциями. Нефтегазовое дело. Т. 3. 2005.
8. **Федоткин И. М., Гулый И. С.** Кавитация, кавитационная техника и технология, их использование в промышленности (теория, расчеты и конструкции кавитационных аппаратов). Ч.1. К.: Полиграфкнига, 1997. 940 с.
9. **Башта Т. М.** Гидравлика, гидромашин и гидроприводы // М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
10. **Ахметов Ю. М., Калимуллин Р. Р., Юрьев В. Л.** Гидродинамическое моделирование высокоскоростного многофазного течения жидкости. Наука – производству. Вып.6. Уфа: Гилем, 2011. 156 с.
11. **Ахметов Ю. М., Калимуллин Р. Р., Первущин А. С., Хакимов Р. Ф.** Ресурсосберегающие технологии подогрева производственных помещений на основе вихревого теплогенератора // Тр. IX международного науч.-техн. конф. Ростов-На-Дону, 2010. С. 52–61.
12. **Ахметов Ю. М., Калимуллин Р. Р., Хакимов Р. Ф., Целищев В. А.** Экспериментальные исследования вихревого течения жидкости в теплогенераторе // Вестник УГАТУ, 2011. Т.15, № 4 (44). С. 169–174.
13. **Ахметов Ю. М., Калимуллин Р. Р., Константинов С. Ю., Хакимов Р. Ф., Целищев Д. В.** Исследование гидродинамических и термодинамических процессов высоконапорного многофазного вихревого течения жидкости // Вестник УГАТУ, 2012. Т.16, № 2 (47). С. 163–168.
14. **Калимуллин Р. Р., Свистунов А. В., Хакимов Р. Ф.** Физическое моделирование процессов течения многофазных жидкостей в вихревых теплогенераторах // Вестник УГАТУ, 2012. Т. 16, № 2 (47). С. 189–192.

ОБ АВТОРАХ

Зангиров Эрнест Ирекович, манистрант каф. прикл. гидромех. Дипл. бакалавра (УГАТУ, 2011). Иссл. в обл. газогид. течений и систем упр. энерг. установок.

Калимуллин Радик Рифкатович, ассист. той же каф. Дипл. инж.-техн. (УГАТУ, 2008). Иссл. в обл. высоконапор. многофаз. течения жидкости.

Свистунов Антон Вячеславович, м.н.с. той же каф. Дипл. магистра (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. газогидр. течений и систем упр. энерг. установок.

Хакимов Рустем Фанилевич, аспирант той же каф. Дипл. магистра (УГАТУ, 2011). Иссл. в обл. высоконапор. многофаз. течения жидкости.