

УДК 66.045.12

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПОЛЯ ТЕМПЕРАТУР ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В
ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ» РАСЧЕТНЫМ
И ЧИСЛЕННЫМ МЕТОДОМ****Осинцев Константин Владимирович,**
заведующий кафедрой ПТЭ,**Краснов Илья Александрович,**
студент,**Васильев Кирилл Дмитриевич,**
студент,**Егоров Вадим Игоревич,**
студент,**Крохалева Нелина Никитична,**
студент,Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск
454080, РФ, г. Челябинск пр. Ленина, 76 E-mail: pte2017pte@mail.ru**Аннотация**

Целью статьи является исследование теплообменного аппарата типа «труба в трубе». Для этого используем тепловой конструктивный расчет и составим поле температур с помощью МКЭ. А также необходимо найти причины возникновения погрешностей.

Ключевые слова: теплообменник типа «труба в трубе», МКЭ, тепловой баланс, теплопередача.

**TEMPERATURE FIELD RESEARCH IN «TUBE-IN-TUBE» HEAT
EXCHANGER USING NUMERICAL METHOD CALCULATION****Konstantin V. Osintsev,**
Head of the Heat and power engineering department,**Ilya A. Krasnov,**
student,

Kirill D. Vasiliev,
student,

Vadim I. Egorov,
student,

Nelina N. Krokhaleva ,
student,

South Ural State University, Chelyabinsk 454080, Russian Federation, Chelyabinsk ave. Lenin, 76
E-mail: pte2017pte@mail.ru

ABSTRACT

The purpose of the article is to study a heat exchanger of the spruce type. The purpose of the article is to study a heat exchanger of the "pipe in pipe" type. To do this, we use a warm constructive calculation and compose the temperature field using the FEM. It is also necessary to find the causes of errors.

Keywords: tube-in-tube heat exchanger, FEM, heat balance, heat transfer.

Введение

Вид теплообменников типа «труба в трубе» используют во множестве сфер – как в промышленном сегменте, так и в бытовой области. Добыча и транспортировка газа, подача и очистка нефти, обработка осадочных вод, перемещение химических составов – все эти процессы становятся возможными благодаря задействию конструкции «труба в трубе». Широко распространено применение данного типа теплообменников и в коммунальном хозяйстве – для снабжения горячей водой населения, заводов, фабрик и других объектов потребления тепловой энергии.

При помощи теплообменных аппаратов, или теплообменников, осуществляется обмен тепловой энергией между двумя веществами, использующихся в роли теплоносителя, что приводит к нагреванию одного из них, и охлаждению другого.

Теплоносителем внутри теплообменника типа «труба в трубе» может быть как водяной пар, так и вода. Вариативность позволяет достичь универсального применения в конкретном технологическом процессе, обеспечивая равномерный прогрев рабочей среды.

Теплообменники «труба в трубе» предназначены для эксплуатации на нефтегазовых, химических и нефтехимических предприятиях, где используются для нагрева или охлаждения теплоносителя в системах отопления [1].

Способ передачи тепла устройствами может быть:

- Поверхностным. Служит для разделения теплоносителя. В данном случае предусмотрена специальная стенка, хорошо проводящая тепло между двумя отделениями резервуара.
- Регенеративным. Процедура передачи тепла включает в себя два этапа, в процессе которых специальная насадка попеременно нагревается и охлаждается.

• Смесительным. Для теплообмена двух сред применяется их прямой контакт и перемешивание.

Цель статьи – получение поля температур работы в теплообменном аппарате типа «труба в трубе» расчетным методом и методом численного моделирования, анализ полученных погрешностей и вывод.

Задачи исследования:

- теоретический расчет поверхности теплообмена;
- построение геометрической модели теплообменного аппарата по рассчитанным данным;
- задание граничных условий, моделирование процесса теплопередачи;
- анализ полученного поля температур.

Методы

Для проведения исследования были применены:

1. Расчётный теоретический конструктивный расчет;
2. Численное моделирование методом конечных элементов (МКЭ).

Конструктивный расчет – расчет, целью которого является определение площади поверхности теплообмена и конструктивных размеров теплообменного аппарата [2].

МКЭ – метод, включающий разделение модели на некоторое заданное количество областей (конечных объемов), стоит отметить, что эти области не пересекаются. Подобные области имеют простую геометрию и определенный конечный размер. Каждая такая область просчитывается независимо от каждой другой и для каждой подобласти должен быть задан независимый от других закон распределения требуемых для решения функций. Точность расчета достигается путем сведения невязки при решении балансовых уравнений к заданному минимальному значению [3].

В модели рассматривается система уравнений сплошной среды, а также полной энергии в виде:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla[V(\rho E + \rho)] = \nabla \left[k_{эф} \Delta T - \sum_j h_j J_j + \tau_{эф} V \right] + S_h$$

где $\frac{\partial(\rho E)}{\partial t}$ – частный дифференциал нестабильного теплопереноса;

$\nabla[V(\rho E + \rho)]$ – слагаемое, учитывающее теплопроводимость;

$k_{эф} \Delta T$ – слагаемое, учитывающее теплопроводимость;

$\sum_j h_j J_j$ – сумма, учитывающее диффузию смесей;

$\tau_{эф} V$ – слагаемое, учитывающее вязкостную диссипацию;

S_h – слагаемое, учитывающее энтальпию притоков/стоков.

Материалы

Исходные данные к исследованию:

Температуры на входе и выходе горячего теплоносителя: $t_1' = 67,1^\circ\text{C}$, $t_1'' = 64,4^\circ\text{C}$;

Температуры на входе и выходе холодного теплоносителя: $t_2' = 46,5^\circ\text{C}$, $t_2'' = 49,2^\circ\text{C}$;

Скорости теплоносителей: $w_x = 0,8 \frac{м}{с}$;

Диаметры внутренней и внешней труб: $d_1 = 0,01 м$, $d_1' = 0,017 м$, $d_2 = 0,02 м$, $d_2' = 0,0268 м$.

Теплофизические коэффициенты вязкости, теплопроводности, теплоемкости: ν , λ , c_p выбираются по ходу расчета.

Пошаговый тепловой конструктивный расчёт:

Коэффициент теплоотдачи α_1 от горячей жидкости стенке

Число Рейнольдса:

$$t_{ж} = 0,5 \cdot (t_1' + t_1'') = 0,5 \cdot (67,1 + 64,4) = 65,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Вязкость жидкости по средней температуре определяется по справочным данным [4]:

$$\nu_{ж} = 0,445 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Re_{ж} = \frac{w \cdot d_1}{\nu_{ж}} = \frac{2,6 \cdot 0,01}{0,445 \cdot 10^{-6}} = 58427$$

Режим течения турбулентный.

Число Нуссельта

$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c}\right)^{0,25}$$

Число Прандтля при температуре жидкости принимается равным $Pr_{жс} = 2,8$, а число Прандтля при температуре стенки принимается $Pr_c = 2,8$ в качестве первого приближения. Тогда число Нуссельта:

$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot 58427^{0,8} \cdot 2,8^{0,43} \cdot \left(\frac{2,8}{2,8}\right)^{0,25} = 212,7;$$

Коэффициент теплоотдачи составит:

$$\alpha_1' = \frac{\lambda_{ж} \cdot Nu}{d_1} = \frac{0,655 \cdot 212,7}{0,01} = 13931,85 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Коэффициент теплопроводности жидкости берем по средней температуре жидкости в канале по справочной литературе [5]:

$$\lambda_{ж} = 0,655 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$$

Количество теплоты, принятое теплоносителем (теплоемкость воды принимаем равной $c_p = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$):

$$Q = G_x \cdot c_p \cdot \Delta t = 0,08 \cdot 4190 \cdot 2,7 = 905,4 \text{ Вт}$$

Температура стенки составляет:

$$t_c = t_{ж} - \frac{Q}{\alpha'_1 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot L} = 65,75 - \frac{905,4}{13931,85 \cdot 3,14 \cdot 0,01 \cdot 0,85} = 63,315 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Определив температуру стенки в первом приближении, производится уточняющий расчет критерия Нуссельта:

$$\text{При } t_c = 63,315^\circ\text{C}; \text{ Pr}_c = 2,9.$$

$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot 58427^{0,8} \cdot 2,8^{0,43} \cdot \left(\frac{2,8}{2,9}\right)^{0,25} = 210,85;$$

$$\alpha'_1 = \frac{\lambda_{ж} \cdot Nu}{d_1} = \frac{0,655 \cdot 210,85}{0,01} = 13810,675 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Нахождение α_2 для течения теплоносителя в кольцевом канале

2.1 Число Рейнольдса определяем исходя из эквивалентного диаметра для кольцевого канала:

$$d_э = \frac{4f}{u} = \frac{\pi \cdot (d_2' - d_2) \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot (R+r)} = 0,0268 - 0,02 = 0,0068 \text{ м}$$

Средняя температура жидкости в канале:

$$t_{ж} = 0,5 \cdot (t_2' + t_2'') = 0,5 \cdot (46,5 + 49,2) = 47,85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Вязкость жидкости составляет:

$$\nu_{ж} = 0,58 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

Итоговое значение числа Рейнольдса:

$$Re_{ж} = \frac{w_x \cdot d_э}{\nu_{ж}} = \frac{0,8 \cdot 0,0068}{0,58 \cdot 10^{-6}} = 9379,$$

Число Нуссельта:

$$Nu_{ж} = 0,017 \cdot Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{d_2'}{d_2}\right)^{0,18}$$

Число Прандтля при температуре жидкости принимается равным $Pr_{ж} = 3,7$, а число Прандтля при температуре стенки принимается $Pr_c = 3,7$ в качестве первого приближения. Тогда число Нуссельта:

$$Nu_{ж} = 0,017 \cdot 9379^{0,8} \cdot 3,7^{0,4} \cdot \left(\frac{3,7}{3,7}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,0268}{0,02}\right)^{0,18} = 45,53$$

$$\alpha'_2 = \frac{\lambda_{ж} \cdot Nu}{d_2} = \frac{0,635 \cdot 45,53}{0,02} = 1445,57 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Количество теплоты в системе соответствует данным нагрева холодного теплоносителя $c_p = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$, количество теплоты не теряется, теплообмен идеален:

$$Q = G_x \cdot c_p \cdot \Delta t = 0,08 \cdot 4190 \cdot 2,7 = 905,4 \text{ Вт}$$

$$t_c = t_{ж} - \frac{Q}{a_2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot L} = 47,85 - \frac{905,4}{1445,57 \cdot 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,85} = 36,11 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Определив температуру стенки в первом приближении, аналогично требуется уточняющий расчет критерия Нуссельта:

При $t_c = 36,11 \text{ } ^\circ\text{C}$ $Pr_c = 4,9$.

$$Nu_{ж} = 0,017 \cdot 9379^{0,8} \cdot 3,7^{0,4} \cdot \left(\frac{3,7}{4,9}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,0268}{0,02}\right)^{0,18} = 42,44$$

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_{ж} \cdot Nu}{d_1} = \frac{0,635 \cdot 42,44}{0,02} = 1347,47 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\bar{6}} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{6}}}{\Delta t_M}}$$

$$\Delta t_{\bar{6}} = t'_1 - t'_2 = 67,1 - 46,5 = 20,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_M = t''_1 - t''_2 = 64,4 - 49,2 = 15,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\bar{6}} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{6}}}{\Delta t_M}} = \frac{20,6 - 15,2}{\ln \frac{20,6}{15,2}} = 17,76 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Коэффициент теплоотдачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1 d'_1} + \frac{\ln \left(\frac{d'_2}{d'_1}\right)}{2\lambda} + \frac{1}{a_2 d'_2}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{13810,675 \cdot 0,017} + \frac{\ln \left(\frac{0,0268}{0,017}\right)}{2 \cdot 52} + \frac{1}{1347,47 \cdot 0,0268}} = 27,53 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Определение площади поверхности теплообмена из уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{735,345}{27,53 \cdot 17,76} = 1,5 \text{ м}^2$$

По полученным расчетным данным строится геометрическая модель (рис. 1):

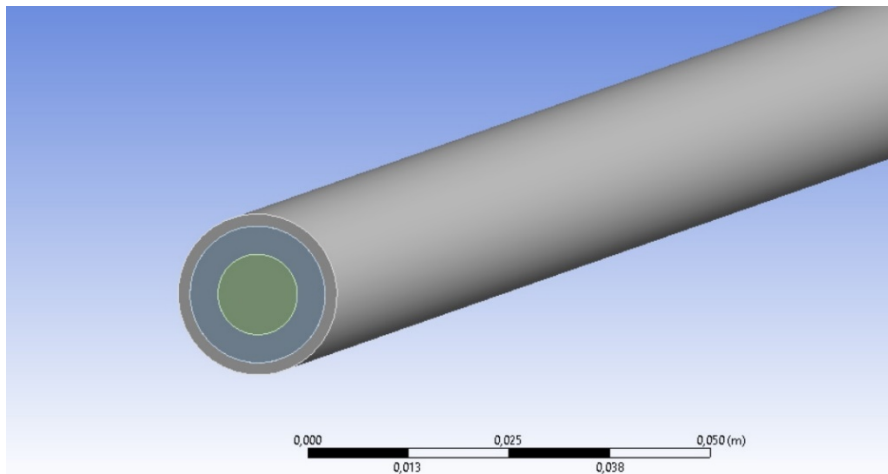


Рисунок 1 – Геометрическая модель

Производится разбиение модели на конечное число объемов (см. рис. 2):

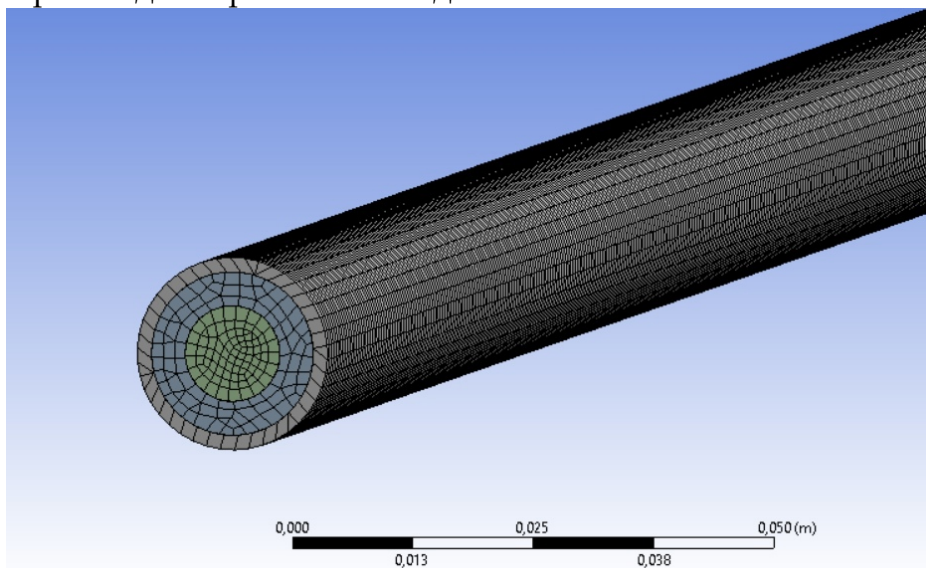


Рисунок 2 – Вид модели с сеткой

Характеристики сетки: количество узлов – 165807 шт.; количество элементов – 124399 шт.

В качестве граничных условий задаются температуры теплоносителей на входе в каналы, средние коэффициенты теплоотдачи на соответствующих стенках, скорости теплоносителей исходя из теоретического расчета выше.

Результаты

В результате моделирования процесса теплопередачи было получено поле температур в пределах проточной части теплообменного аппарата (рис. 3).

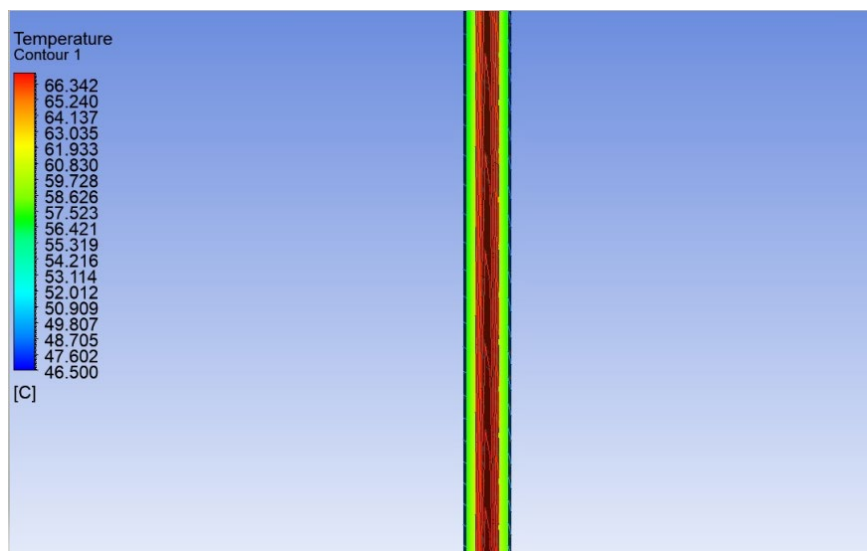


Рисунок 3 – Распределение температуры в теплообменном аппарате

Получены температурные поля в выходных сечениях каналов (рис.4 и рис.5):

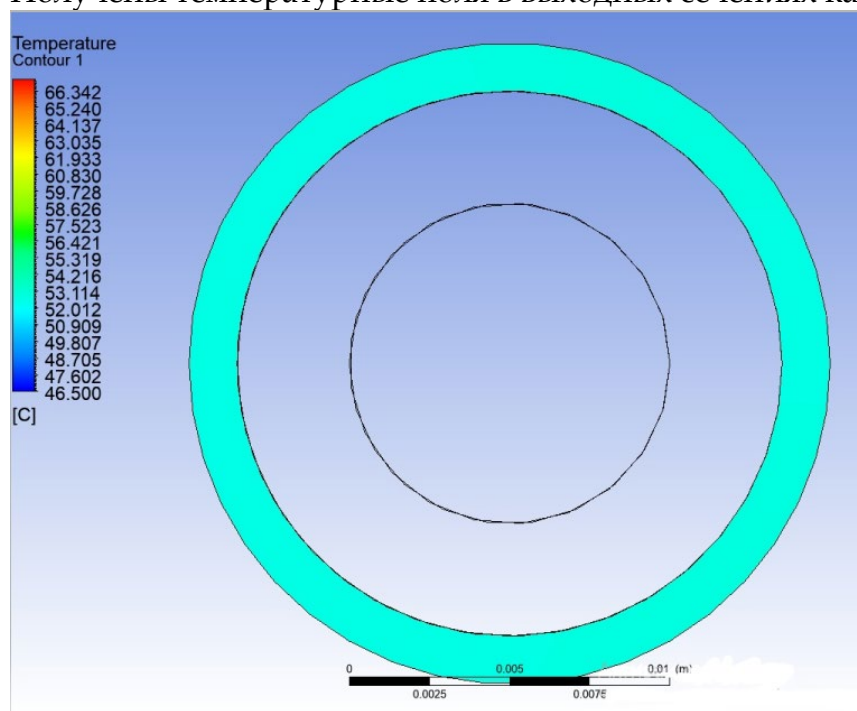


Рисунок 4 – Температура холодного теплоносителя на выходе

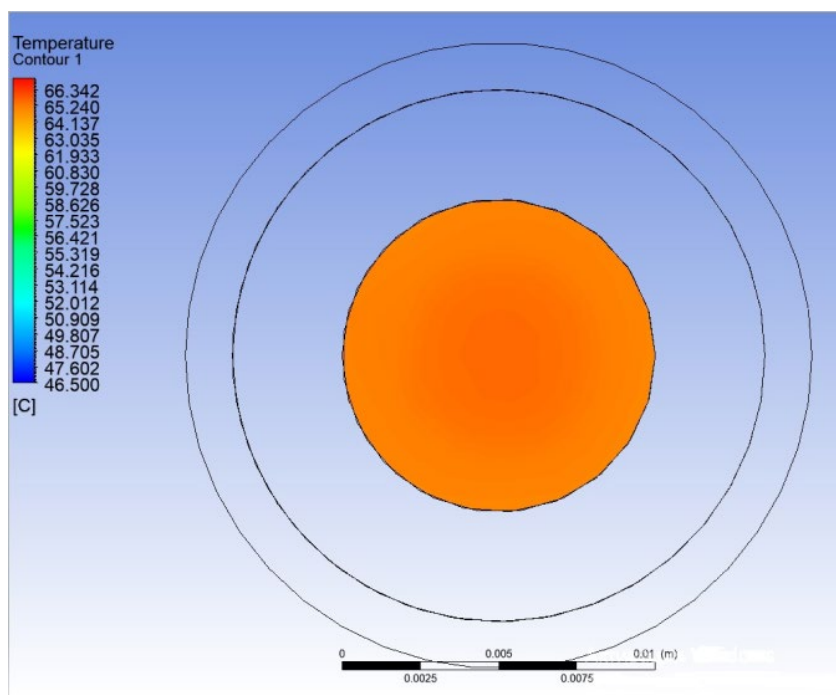


Рисунок 5 – Температура на выходе горячего теплоносителя

Обсуждение

На рисунке 4 представлено распределение температуры вдоль выходного поперечного сечения модели. Средняя температура теплоносителя, согласно данным, составляет 51,5 °С.

По рисунку 5 возможно определить температуру остывшего теплоносителя на выходе из канала: 65,2 °С.

Расчетное значение в теоретической части работы составило 49,2 и 64,4 °С. Относительные погрешности по формуле

$$\Delta = \frac{t_1 - t_2}{t_1} \cdot 100\%$$

$$\Delta_r = \frac{51,5 - 49,2}{51,5} \cdot 100\% = 4,4\%$$

$$\Delta_x = \frac{65,2 - 64,4}{65,2} \cdot 100\% = 1,2\%$$

Возможными причинами расхождения данных моделирования с теоретическими расчетами могут выступать:

- 1) Недостаточная точность сетки (малое количество и недостаточно малый размер элементов);
- 2) Отсутствие учета поправки участка гидравлической стабилизации потока в теоретическом расчете.

Для полноценного описания теплофизической картины теплообмена в теплообменнике типа «труба в трубе» необходимо провести исследование с учетом конвективных потерь на внешней стороне трубы.

Заключение

В результате проведенного исследования в программе ANSYS Fluent была описана геометрическая модель теплообменного аппарата типа «труба в трубе», создана сетка с 165807 элементами и 124399 узлами. Был произведен теоретический конструктивный расчет теплообменного аппарата с использованием уравнений теплового баланса и теплопередачи, получено поле температур в результате численного моделирования методом КЭ, рассчитаны относительные погрешности при определении температур теплоносителей в выходных сечениях, названы возможные причины возникновения погрешностей, предложен вариант дальнейшего исследования для получения более точной картины теплообмена.

Список литературы:

1. Банных О.П. Основные конструкции и тепловой расчет теплообменников. Учебное пособие. СПбНИУ ИТМО, 2012 – 42
2. Золотонос Я.Д., Багоутдинова А.Г., Золотонос А.Я Трубчатые теплообменники. Моделирование, расчет. СПб.: Лань, 2018. – 272 с.
3. Румянцев А.В. Метод конечных элементов в задачах теплопроводности: Учебное пособие / Изд. 3-е, перераб. – Российский госуниверситет им. И. Канта. – Калининград. 2010. – 95 с.
4. Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. Задачник по теплопередаче. Учебное пособие для вузов. 4-е изд. перераб. - М.: Энергия, 1980. - 288 с.
5. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник/ Под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатом издат, 1991.– 588 с.

References:

1. Bannykh O.P. Basic designs and thermal calculation of heat exchangers. Tutorial. SPbNRU ITMO, 2012 – 42
2. Zolotonosov Ya.D., Bagoutdinova A.G., Zolotonosov A.Ya. Tubular heat exchangers. Modeling, calculation. St. Petersburg: Lan, 2018. - 272 p.
3. Rumyantsev A.V. Finite element method in heat conduction problems: Textbook / Ed. 3rd, revised. - Russian State University. I. Kant. - Kaliningrad. 2010. - 95 p.
4. E. A. Krasnoshchekov and A. S. Sukomel. Heat Transfer Tasker. Textbook for universities. 4th ed. revised - M.: Energy, 1980. - 288 p.
5. Industrial heat power engineering and heat engineering: Handbook / Ed. ed. V. A. Grigorieva, V. M. Zorina - 2nd ed., revised. - M.: Energoatom Publishing House, 1991. - 588 p.