

УДК 536.2

**АНАЛИЗ ТЕПЛООВОГО ПОТОКА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ
КОНВЕКТИВНОГО РЕЖИМА****Киржаков Михаил Викторович,**
студент**Арсентьев Владислав Сергеевич,**
студент**Гурьянов Артур Сергеевич,**
студент**Рогач Евгения Сергеевна,**
студент**Атрошенко Анастасия Олеговна,**
студентЮжно-Уральский государственный университет, г. Челябинск
454080, РФ, г. Челябинск пр. Ленина, 76 E-mail: misha-kirzhakov-2002@mail.ru**Аннотация**

Целью статьи является анализ изменения теплового потока в зависимости от конвективного режима течения вдоль поверхности. Режим вынужденной и естественной конвекции исследован численным методом конечных элементов при помощи программного пакета ANSYS Steady Thermal.

Ключевые слова: естественная конвекция, вынужденная конвекция, теплообменники, теплопередача, стационарная теплопроводность.

ANALYSIS OF HEAT FLOW DEPENDING ON CONVECTIVE MODE**Michail V. Kirzhakov,**
student**Vladislav S. Arsentev,**
Student**Artur S. Guryanov,**
student

Evgenia S. Rogach,

student

Anastasia O. Atroshenko,

student

South Ural State University, Chelyabinsk 454080, Russian Federation, Chelyabinsk ave. Lenin, 76

E-mail: misha-kirzhakov-2002@mail.ru

ABSTRACT

The purpose of the article is to analyze the variation of heat flux depending on the convective flow regime along the surface. The regimes along the surface. The regimes of forced and natural convection are studied using the finite element numerical method with the ANSYS Steady Thermal software package.

Keywords: natural convection, forced convection, heat exchangers, heat transfer, steady state heat conduction.

Введение

В XXI веке, наиболее изученными и приоритетными устройствами для рассеивания тепла являются радиаторы. Геометрия и конструкция ребер оказывает значительное влияние на среднюю скорость теплопередачи [1]. Такие параметры как расположение и количество ребер, их наклон, длина и толщина режимы течения теплоносителей, оказывают влияние на эффективный отвод тепла, а также увеличивает срок службы оборудования, так как термическая усталость является основной причиной сокращения эксплуатационного ресурса тепломеханического оборудования. Экономичное и энергоэффективное оборудование для технологических процессов может быть использовано во многих сферах, например, транспортной, химической и энергетической отраслях, сфере ЖКХ, а также в пищевом секторе экономики.

Увеличение площади оребрения поверхности теплообмена позволяет повысить теплопередачу и тепловой поток устройств, в которых наиболее распространенным методом передачи тепловой энергии является естественная конвекция. Результатами вычисления будет служить математическая модель теплового при разных режимах теплоотдачи, расчет стационарного теплообмена методом конечных элементов ANSYS Steady Thermal с инженерной точностью до 5% [7].

Материалы и методы

В качестве объекта исследования были взяты две внешние боковые поверхности целевого канала шириной 500 мм, соединенные с прямоугольными стальными ребрами (30 шт. на каждой поверхности). Высота и толщина ребер соответственно равны 40 мм и 3 мм. Результаты проектирования на основе геометрических данных представлены на рисунке 1.

Граничные условия: температура у основания ребра 50 °С, температура окружающей среды 20 °С, коэффициент теплоотдачи ребристой стенки в окружающую среду 11,63 Вт/(м²·°С). Коэффициент теплопроводности материала ребра 58,15 Вт/(м·°С), такое значение может быть у мягкой стали или у магниевых сплавов [2]. Теоретический расчет

ведется для участка длиной 1 метр в установившемся температурном режиме, расчет ведется для ребер конечного размера.

Расчет при естественной конвекции

Расчет ведется для установившегося режима естественной конвекции. По предварительным расчетам из теории подобия получим коэффициент теплоотдачи, равный $11,63 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$.

Периметр ребра:

$$\Pi=2(L+\delta)=2\cdot(1+0,003)=2,006\text{м}$$

Площадь сечения ребра:

$$f=L\delta=1\cdot 0,003=0,003\text{м}^2$$

Параметр ребра [2]:

$$m=\sqrt{\frac{\alpha\Pi}{\lambda f}}=\sqrt{\frac{11,63\cdot 2,006}{58,15\cdot 0,003}}=11,56\text{м}^{-1}$$

За эффективную высоту ребра возьмем ее фактическую высоту:

$$l_{\text{эф}}=l=0,04 \text{ м}$$

Гиперболический тангенс:

$$\text{th}(ml_{\text{эф}})=\frac{1-\exp(-2ml_{\text{эф}})}{1+\exp(-2ml_{\text{эф}})}=\frac{1-\exp(-2\cdot 11,56\cdot 0,04)}{1+\exp(-2\cdot 11,56\cdot 0,04)}=0,432$$

Площадь $L = 1$ м длины:

- межреберной поверхности

$$F_{\text{м}}=2(bL-n\delta L)=2\cdot(0,5\cdot 1-30\cdot 0,003\cdot 1)=0,82\text{м}^2$$

- чистой поверхности без ребер

$$F=2bL=2\cdot 0,5\cdot 1=1\text{м}^2$$

Избыточная температура у основания ребра:

$$\vartheta_0=t_0-t_f=50-20=30\text{°C}$$

Количество теплоты, отведенное

- от ребер

$$Q_p=2n\vartheta_0m\lambda\text{th}(ml_{\text{эф}})=2\cdot 30\cdot 30\cdot 11,56\cdot 58,15\cdot 0,003\cdot 0,0432=1568,14 \text{ Вт/м}$$

- от межреберной поверхности

$$Q_M = \alpha g_0 F_M = 11,63 \cdot 30 \cdot 0,82 = 286 \text{ Вт/м}$$

- ребристой стенкой

$$Q_{p.c} = Q_p + Q_M = 1568,14 + 286 = 1854,14 \text{ Вт/м}$$

Приведем к единообразию размерности вычислений:

$$Q_{p.c} = 1854,14 \div 0,5 = 3708,28 \text{ Вт/м}^2$$

Гиперболический косинус:

$$\text{ch}(ml_{\text{эф}}) = \frac{\exp(ml_{\text{эф}}) + \exp(-ml_{\text{эф}})}{2} = \frac{\exp(11,56 \cdot 0,04) + \exp(-11,56 \cdot 0,04)}{2} = 1,108$$

Избыточная температура в конце ребра:

$$g_k = \frac{g_0}{\text{ch}(ml_{\text{эф}})} = \frac{30}{1,108} = 25,4^\circ\text{C}$$

Температура в конце ребра:

$$t_k = g_k + t_{жс} = 25,4 + 20 = 44,4^\circ\text{C}$$

По результатам вычислений получим количество теплоты, обмениваемое ребристой стенкой с окружающей средой: $3708,28 \text{ Вт/м}^2$.

Свободный конвективный теплообмен для поверхности твердого тела с ребрением представляет собой задачу стационарной теплопроводности, которая позволяет провести численный анализ с использованием программного пакета ANSYS Steady Thermal для разработки математической модели с инженерной точностью до 5% [3]. В качестве граничных условий задаются средние температуры теплоносителей, коэффициент теплопроводности материала [5].

Расчет при вынужденной конвекции

Расчет ведется для установившегося режима вынужденного продольного обтекания ребер [4]. По предварительным расчетам из теории подобия получим коэффициент теплоотдачи, равный $108,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$.

Периметр ребра:

$$\Pi = 2(L + \delta) = 2 \cdot (1 + 0,003) = 2,006 \text{ м}$$

Площадь сечения ребра:

$$f = L\delta = 1 \cdot 0,003 = 0,003 \text{ м}^2$$

Параметр ребра:

$$m = \sqrt{\frac{\alpha \Pi}{\lambda f}} = \sqrt{\frac{108,7 \cdot 2,006}{58,15 \cdot 0,003}} = 35,354 \text{ м}^{-1}$$

За эффективную высоту ребра возьмем ее фактическую высоту:

$$l_{\text{эф}} = l = 0,04 \text{ м}$$

Гиперболический тангенс:

$$\text{th}(ml_{\text{эф}}) = \frac{1 - \exp(-2ml_{\text{эф}})}{1 + \exp(-2ml_{\text{эф}})} = \frac{1 - \exp(-2 \cdot 35,354 \cdot 0,04)}{1 + \exp(-2 \cdot 35,354 \cdot 0,04)} = 0,888$$

Площадь $L = 1$ м длины:

- межреберной поверхности

$$F_M = 2(bL - n\delta L) = 2 \cdot (0,5 \cdot 1 - 30 \cdot 0,003 \cdot 1) = 0,82 \text{ м}^2$$

- чистой поверхности без ребер

$$F = 2bL = 2 \cdot 0,5 \cdot 1 = 1 \text{ м}^2$$

Избыточная температура у основания ребра:

$$\vartheta_0 = t_0 - t_f = 50 - 20 = 30^\circ \text{C}$$

Количество теплоты, отведенное

- от ребер

$$Q_p = 2n\vartheta_0 m \lambda \text{th}(ml_{\text{эф}}) = 2 \cdot 30 \cdot 30 \cdot 35,354 \cdot 58,15 \cdot 0,003 \cdot 0,888 = 9858,14 \text{ Вт/м}$$

- от межреберной поверхности

$$Q_M = \alpha \vartheta_0 F_M = 108,7 \cdot 30 \cdot 0,82 = 2674,02 \text{ Вт/м}$$

- ребристой стенкой

$$Q_{\text{р.с}} = Q_p + Q_M = 9858,14 + 2674,16 = 12532,16 \text{ Вт/м}$$

Приведем к единообразию размерности вычислений:

$$Q_{\text{р.с}} = 12532,16 \div 0,5 = 25064,32 \text{ Вт/м}^2$$

Гиперболический косинус:

$$\operatorname{ch}(ml_{\text{эф}}) = \frac{\exp(ml_{\text{эф}}) + \exp(-ml_{\text{эф}})}{2} = \frac{\exp(35,354 \cdot 0,04) + \exp(-35,354 \cdot 0,04)}{2} = 2,178$$

Избыточная температура в конце ребра:

$$\vartheta_{\kappa} = \frac{\vartheta_0}{\operatorname{ch}(ml_{\text{эф}})} = \frac{30}{2,178} = 13,77^{\circ}\text{C}$$

Температура в конце ребра:

$$t_{\kappa} = \vartheta_{\kappa} + t_{\text{жс}} = 13,77 + 20 = 33,77^{\circ}\text{C}$$

По результатам вычислений, при увеличении коэффициента теплоотдачи, получаем количество теплоты равное $25064,32 \text{ Вт/м}^2$ и температуру в конце ребра $33,77^{\circ}\text{C}$. Полученная температура меньше чем при коэффициенте теплоотдачи $11,63 \text{ Вт/м}$.

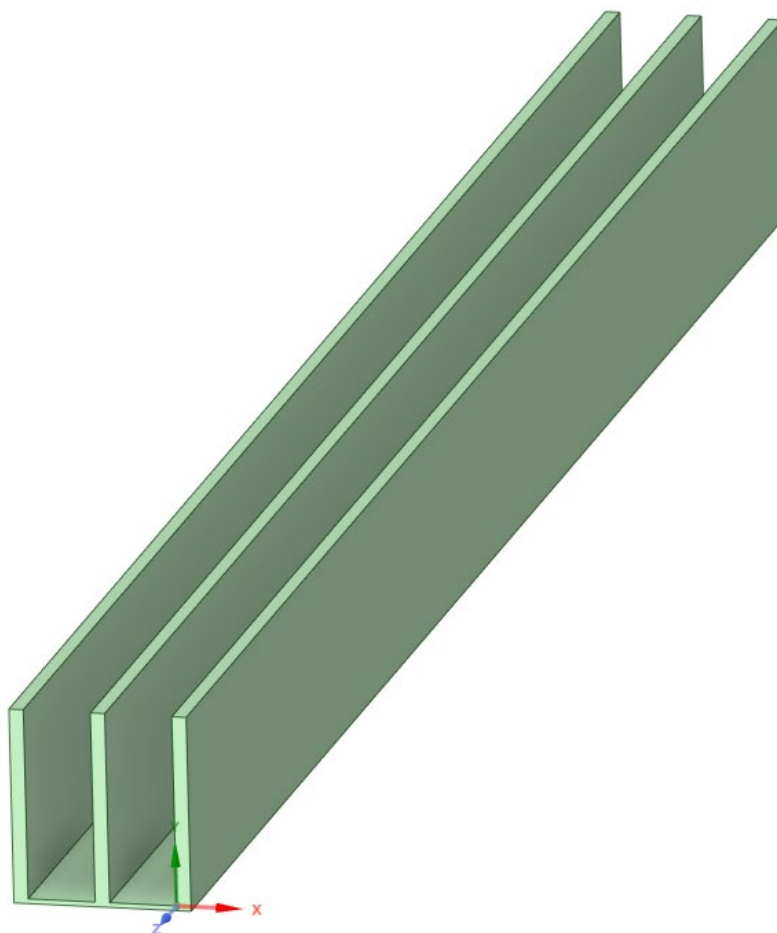


Рисунок 1 – Геометрическая модель (сегмент).

После завершения построения геометрической модели производится дискретизация модели путем разбиения ее на конечное количество объемных элементов. (см. рисунок 2):

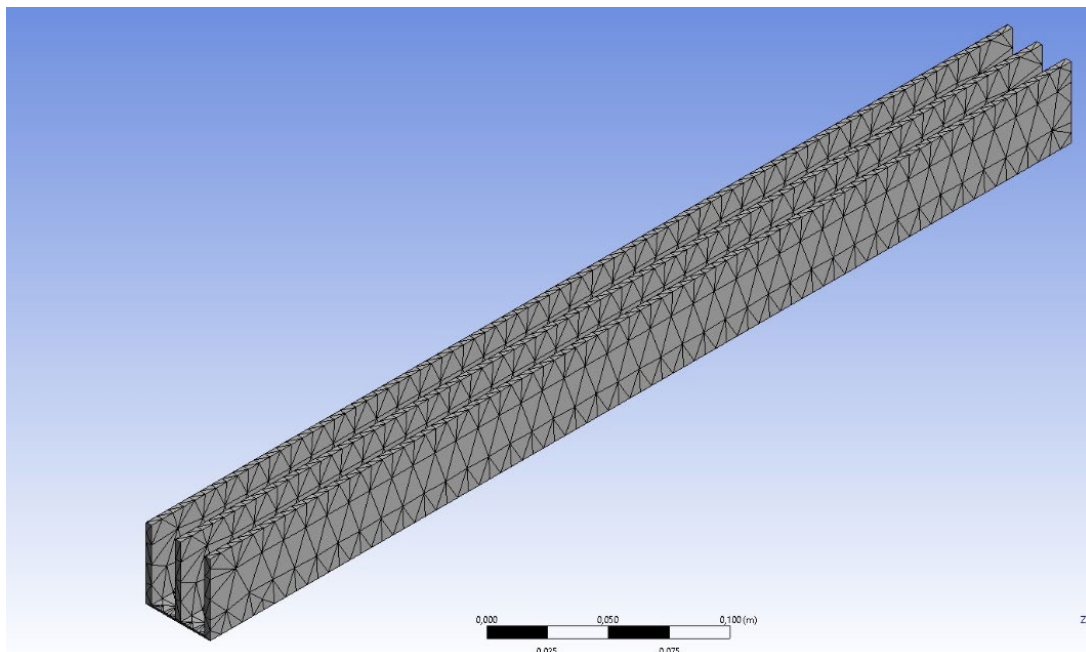


Рисунок 2 – Сеточное разбиение модели (сегмент).

Характеристики сетки цельной стенки: количество узлов – 84747 шт.; количество элементов – 41030 шт.

Результаты численного моделирования представлены на рисунках 3 и 4.

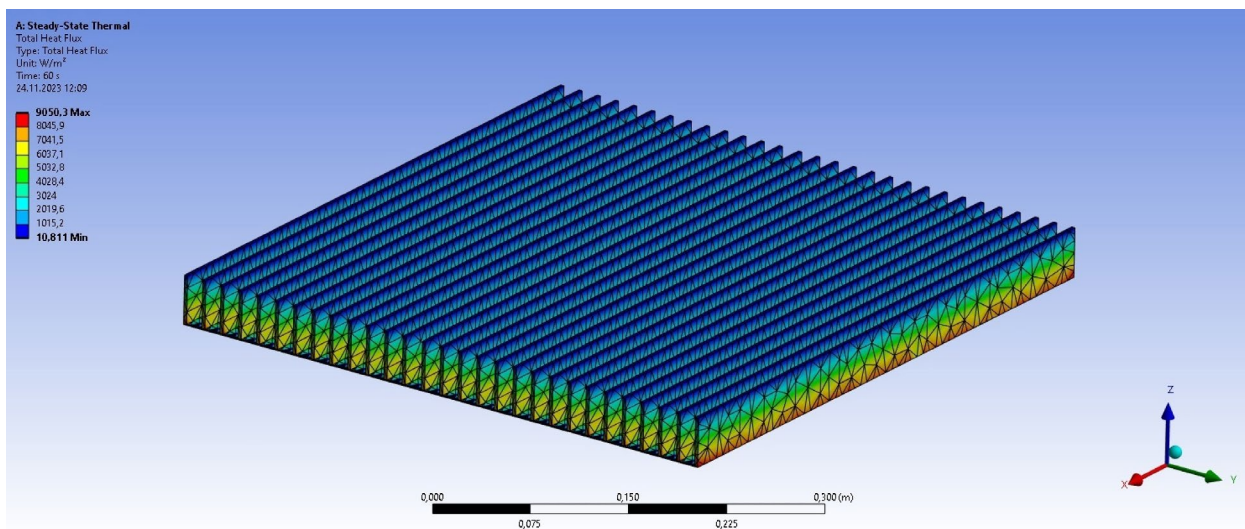


Рисунок 3 – Тепловой поток при коэффициенте теплоотдачи $11,63 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

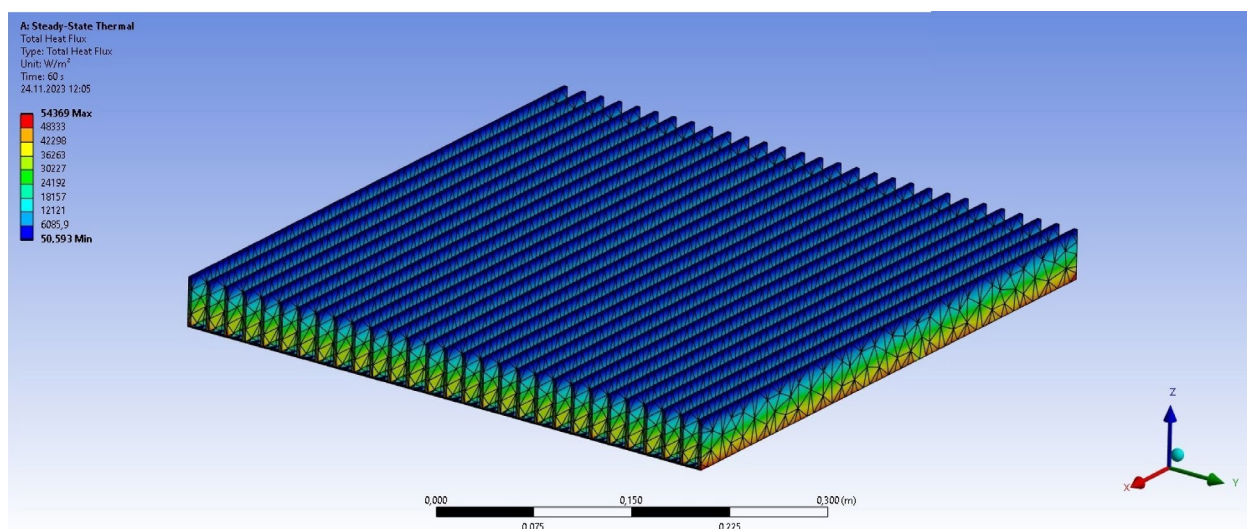


Рисунок 4 – Тепловой поток при коэффициенте теплоотдачи 108,7 Вт/(м² ·°С).

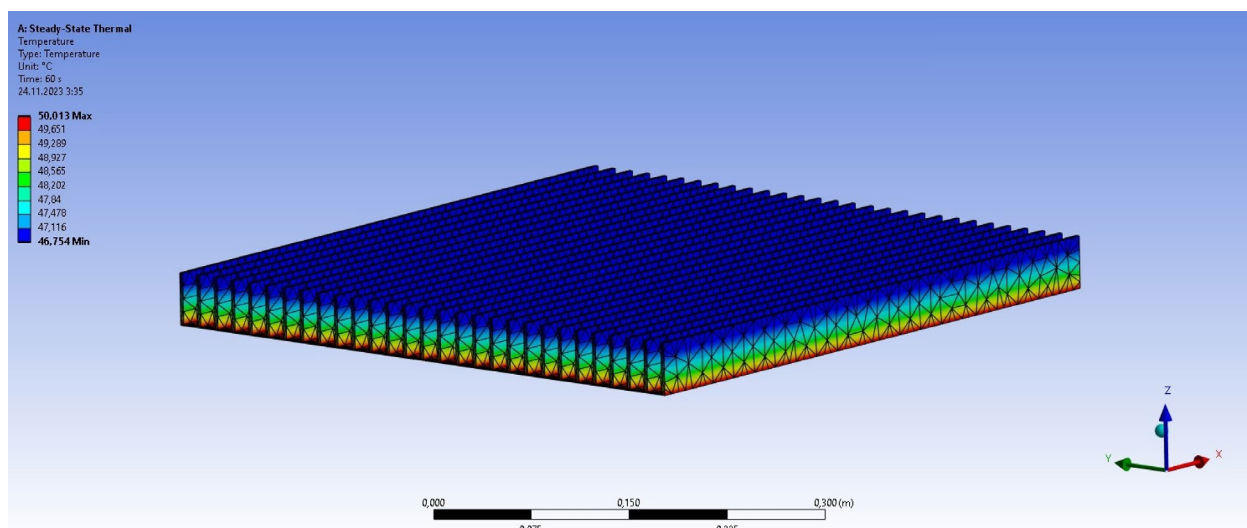


Рисунок 5 – Распределение температур при естественной конвекции.

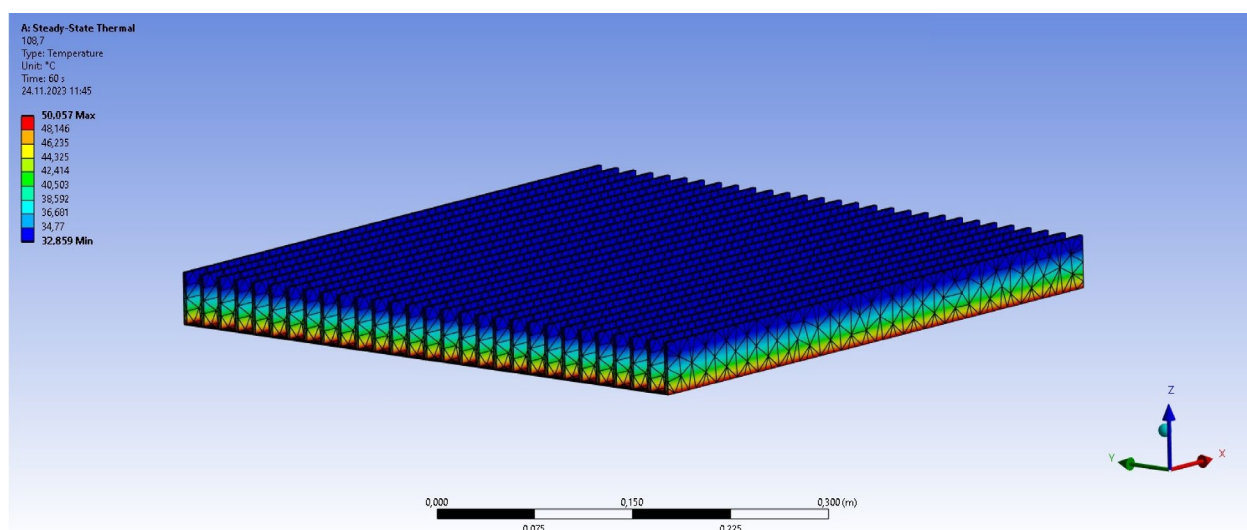


Рисунок 6 – Распределение температур при вынужденной конвекции.

По результатам численного моделирования количество теплоты на поверхности теплоотвода в первом режиме составляет $3708,28 \text{ Вт/м}^2$, а во втором режиме $25064,32 \text{ Вт/м}^2$. Это показывает, что при увеличении коэффициента теплоотдачи возрастает количество отводимой теплоты от поверхности.

Относительная погрешность с теоретическим расчетом составляет:

Для каждой площадки возьмем среднее значение количества теплоты по площади на рисунках.

- При естественной конвекции:

$$\Delta = \frac{3708,28 - 3526,2}{3708,28} \cdot 100\% = 4,91\%$$

- При вынужденной конвекции:

$$\Delta = \frac{25064,32 - 24192}{25064,32} \cdot 100\% = 3,48\%$$

Обсуждение

Наш анализ показал, что погрешность возникла из-за неточности нашего предварительного расчета и грубости сетки. Исследование с точностью от 3,48% до 4,91% позволяет описать распределение температур и теплового потока на поверхности теплообмена и в ребрах. При изменении режима течения увеличивается количество теплоты, что значит, что для передачи энергии требуется меньшая поверхность для отвода тепла. Этот метод может быть применен при проектировании испарителей, радиаторов с оребренными поверхностями и экономайзеров [6].

Заключение

Применение метода конечных элементов (МКЭ) экономично с точки зрения использования вычислительных ресурсов при анализе стационарного теплообмена на оребренной поверхности. Также этот метод позволяет с достаточной для инженерной практики точностью описывать тепловой поток и распределение температуры внутри твердого материала

Список литературы:

1. Гайквад А., Сатхе А. и Санап С. (2023) Подход к проектированию для повышения температуры в радиаторах с использованием различных типов ребер: обзор. Под редакцией Тапано Кумар Хотта, Университет ВИТ, Индия.
2. Цветков Ф.Ф. Тепломассообмен: учебник для вузов / Ф.Ф. Цветков, Б.А. Григорьев. – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – 562., ил.
3. Этапы конечно-элементного моделирования течения жидкости в трубопроводе в ANSYS Fluent / В. С. Присяжная, И. С. Демьшев, Д. С. Бугорский [и др.] // Актуальные проблемы современной науки и образования: Сборник научных трудов Всероссийской научно-практической конференции аспирантов и молодых ученых, Димитровград, 18 февраля 2021 года / Под редакцией Г.М. Ильмушкина. – Димитровград: Димитровградский инженерно-технологический институт - филиал

федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования "Национальный исследовательский университет "МИФИ", 2021. – С. 101-104.

4. Хагиги С. С., Гошайеши Х. Р. и Сафай М. Р. (2018). Повышение теплопередачи с естественной конвекцией в новых конструкциях радиаторов на основе пластинчатых ребер.
5. Верификация программного комплекса ANSYS Fluent для численного моделирования газодинамических процессов в воздухозаборных устройствах / В. В. Морозов, П. Д. Шилин, А. А. Равина, С. А. Шалынков // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2021. – № 9. – С. 385-388.
6. Долинин, Д. А. Моделирование систем теплоснабжения с помощью программного модуля ANSYS FLUENT / Д. А. Долинин, Н. В. Кувшинов // "Энергия-2015". Десятая международная научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых учёных: Сборник конкурсных докладов, Иваново, 21–23 апреля 2015 года. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2015. – С. 44-47.

References:

1. Gaikwad A, Sathe A and Sanap S (2023) Design approach for temperature enhancement in heat sinks using different types of fins: A review. Edited by Tapano Kumar Hotta, VIT University, India.
2. Tsvetkov F.F. Heat and mass transfer: textbook for universities / F.F. Tsvetkov, B.A. Grigoriev. – М.: MPEI Publishing House, 2011. – 562., ill.
3. Stages of finite element modeling of fluid flow in a pipeline in ANSYS Fluent / V. S. Prisyazhnaya, I. S. Demyshev, D. S. Bugorsky [etc.] // Current problems of modern science and education: Collection of scientific works of the All-Russian scientific and practical conference of graduate students and young scientists, Dimitrovgrad, February 18, 2021 / Edited by G.M. Ilmushkina. – Dimitrovgrad: Dimitrovgrad Institute of Engineering and Technology - branch of the federal state autonomous educational institution of higher education "National Research University "MEPhI", 2021. – P. 101-104.
4. Haghighi, S. S., Goshayeshi, H. R., and Safai, M. R. (2018). Enhanced heat transfer with natural convection in new fin-based radiator designs.
5. Verification of the ANSYS Fluent software package for numerical modeling of gas-dynamic processes in air intake devices / V. V. Morozov, P. D. Shilin, A. A. Ravina, S. A. Shalynkov // News of Tula State University. Technical science. – 2021. – No. 9. – P. 385-388.
6. Dolinin, D. A. Modeling of heat supply systems using the ANSYS FLUENT software module / D. A. Dolinin, N. V. Kuvshinov // "Energy-2015". Tenth international scientific and technical conference of students, graduate students and young scientists: Collection of competitive reports, Ivanovo, April 21–23, 2015. – Ivanovo: Ivanovo State Energy University named after. IN AND. Lenina, 2015. – pp. 44-47.