

Вестник Евразийской науки / The Eurasian Scientific Journal <https://esj.today>

2022, №5, Том 14 / 2022, No 5, Vol 14 <https://esj.today/issue-5-2022.html>

URL статьи: <https://esj.today/PDF/36SAVN522.pdf>

Ссылка для цитирования этой статьи:

Вдовичев, А. А. К вопросу определения температурной эффективности пластинчатых перекрестно-точных рекуператоров воздуха / А. А. Вдовичев // Вестник евразийской науки. — 2022. — Т. 14. — № 5. — URL: <https://esj.today/PDF/36SAVN522.pdf>

For citation:

Vdovichev A.A. To the question of determining the temperature efficiency of plate cross-flow air recuperators. *The Eurasian Scientific Journal*, 14(5): 36SAVN522. Available at: <https://esj.today/PDF/36SAVN522.pdf>. (In Russ., abstract in Eng.).

Вдовичев Антон Андреевич

ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет»,
Санкт-Петербург, Россия

Аспирант

E-mail: fansw@bk.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8979-8845>

РИНЦ: https://www.elibrary.ru/author_profile.asp?id=995961

К вопросу определения температурной эффективности пластинчатых перекрестно-точных рекуператоров воздуха

Аннотация. Применение современных энергосберегающих технологий является важнейшей задачей в развитии отечественной строительной отрасли. В условиях исчерпания технических решений по снижению энергопотребления в общественных, административных зданиях за счет сокращения трансмиссионных теплопотерь рациональным способом повышения энергоэффективности становится реализация механической вентиляции с рекуперацией теплоты удаляемого воздуха.

Одной из центральных проблем при исследовании пластинчатых рекуператоров воздуха является нахождение коэффициента температурной эффективности устройства. На величину данной характеристики влияют такие параметры, как площадь компактной поверхности теплообмена, начальные температуры теплоносителей, соотношение объемных расходов воздушных потоков, тип оребрения и другие параметры.

В данной статье в рамках диссертационного исследования выполнено сопоставление коэффициентов температурной эффективности по наружному воздуху в зависимости от числа Рейнольдса, полученных в результате инженерного расчета, математического моделирования и данных производителя для рекуператора ISIS Recover HR-A-05-V-G4-E-1-60.

В качестве методов исследования используется теоретическое рассмотрение процесса теплопередачи с применением инженерного расчета на основе одномерной модели переноса и CFD-моделирование (Computational Fluid Dynamics) с применением решателя ANSYS Fluent.

Обоснован способ расчета с применением существующей алгебраической зависимости, описывающей теплоперенос при перекрестно-точной схеме движения теплоносителей на основе новых результатов. Получена эмпирическая зависимость, адекватно описывающая результаты численного моделирования и инженерного расчета как для рекуператора ISIS Recover HR-A-05-V-G4-E-1-60, так и для моделируемых типовых пластинчатых рекуператоров. Доказана возможность применения линейной зависимости вычисления

среднего температурного напора при условии незначительного перепада температур греющего и нагреваемого воздуха на входе в каналы рекуператора.

Ключевые слова: перекрестно-точный рекуператор; одномерная модель переноса; температурный коэффициент эффективности; число Нуссельта; число Рейнольдса; математическое моделирование; тепловой расчет; средний температурный напор

Введение

Как показывает практика, использование в качестве пассивной энергосберегающей технологии дополнительной герметизации здания приводит к уменьшению воздухообмена в помещениях, вызывая отрицательные последствия для здания и жителей, что выражается в образовании плесени и снижении качества воздуха [1; 2]. Применение пластинчатых рекуператоров в системах приточно-вытяжной механической вентиляции решает проблему обеспечения норм воздухообмена, а также позволяет использовать вытяжной воздух в качестве вторичного энергоресурса (ВЭР) [3].

В настоящее время, наибольшее распространение получили пластинчатые утилизаторы теплоты противоточного и перекрестно-точного типа. Данные устройства представляют собой теплообменники с развитой поверхностью теплообмена, образуемой пластинами различной формы, которые разделяют потоки греющего и нагреваемого воздуха. Несмотря на то, что противоточные теплообменники достигают большего коэффициента температурной эффективности θ_t при меньшей поверхности теплообмена по сравнению с перекрестно-точными рекуператорами, они обладают определенными недостатками [4]. Одним из них является наличие входных треугольных секций для распределения воздушных потоков, что приводит к росту аэродинамического сопротивления и требует дополнительной герметизации торцевых каналов в распределительных камерах [5; 6]. Кроме того, противоточные рекуператоры более громоздки. С целью уменьшения их размеров некоторые производители снижают объем центральной противоточной секции, следствием чего является как понижение интенсивности передачи теплоты.

В данной статье осуществляется сравнение результатов расчета коэффициента температурной эффективности и конечных температур теплообменивающихся сред перекрестно-точных рекуператоров. Актуальность проблемы вызвана низкой степенью проработанности вопроса определения укрупненных показателей перекрестно-точного рекуператора при получении точных данных, соответствующих результатам численного моделирования и экспериментальных исследований.

Методика инженерного расчета на основе α -модели

В основе существующих методик теплового расчета пластинчатого рекуператора лежит упрощенное физико-математическое описание процесса теплопередачи на основе одномерной модели переноса (α -модель), при которой течение в канале рассматривается с постоянной по его сечению скоростью, температурой и концентрацией компонентов. Для получения параметров среды на выходных границах рекуператора процесс движения воздушных потоков и теплообмен между ними рассматривается в установившемся режиме ($\partial/\partial\tau = 0$, где τ — время). Также принимается допущение о равномерном распределении температуры внутри материала пластины рекуператора [7]. Тогда дифференциальные уравнения сохранения в соответствии с моделью Эйлера будут зависеть только от элементов пространства, принимая следующий вид:

- уравнение неразрывности потока:

$$\rho \frac{\partial v}{\partial x} = 0; \quad (1)$$

- уравнение движение:

$$\frac{1}{2} \frac{\partial(v^2)}{\partial x} = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x}; \quad (2)$$

- уравнение переноса тепловой энергии:

$$v \frac{\partial t}{\partial x} = \frac{k}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right), \quad (3)$$

где v — скорость, м/с; μ — динамическая вязкость, Па/с; ρ — плотность, кг/м³; P — давление, Па; t — температура, °С; C_p — массовая удельная теплоемкость, кДж/(кг · °С).

Для удобства выявления параметров среды на выходе из рекуператора (границе термодинамической системы) применяются следующие безразмерные показатели:

- Температурный коэффициент эффективности по наружному и удаляемому воздуху:

$$\theta_{t_n} = \frac{W_n(t_{n2}-t_{n1})}{W_{min}(t_{y1}-t_{n1})} = \frac{G_n C_{pB}(t_{n2}-t_{n1})}{G_{min} C_p(t_{y1}-t_{n1})}; \quad (4)$$

$$\theta_{t_y} = \frac{W_y(t_{y1}-t_{y2})}{W_{min}(t_{y1}-t_{n1})} = \frac{G_y C_{pB}(t_{y1}-t_{y2})}{G_{min} C_p(t_{y1}-t_{n1})}; \quad (5)$$

где t_{n1} , t_{n2} — средние температуры наружного воздуха на входе и выходе из теплоутилизатора, соответственно, °С; t_{y1} , t_{y2} — средние температуры уходящего воздуха на входе и выходе из теплоутилизатора, соответственно, °С; W_n , W_y , W_{min} — водяные эквиваленты наружного, уходящего воздуха и меньшего из них, соответственно, Вт/°С; G_n , G_y , G_{min} — массовые расходы наружного, уходящего воздуха и меньшего из них, соответственно, кг/с.

При условии равенства массовых расходов данные зависимости можно представить в упрощенном виде:

$$\theta_t = \frac{(t_{n2}-t_{n1})}{(t_{y1}-t_{n1})} = \frac{(t_{y1}-t_{y2})}{(t_{y1}-t_{n1})}. \quad (6)$$

Показатель θ_t выражает соотношение между реальным количеством переданной теплоты и максимально возможным в идеальном теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплопередачи [8]. Обычно в расчетах θ_t рассчитываются по изменению температуры наружного воздуха, поскольку определение степени нагрева воздуха на притоке является первостепенным.

- Отношение теплоемкостей потоков (водяных эквивалентов):

$$\bar{W} = \frac{W_{min}}{W_{max}}. \quad (7)$$

- Модифицированный критерий Фурье (Число единиц переноса):

$$Fo'_{n,y} = NTU = \frac{k \cdot F}{W_{min}}, \quad (8)$$

где k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · °С); F — площадь поверхности теплообмена, м².

Физический смысл числа Fo' заключается в соотношении между изменением температуры нагреваемого воздуха и средним температурным напором [9]. Несмотря на

отсутствие прямой зависимости между Fo' и начальными температурами воздушных потоков [10], имеется косвенная взаимосвязь, которая заложена в коэффициенте k . При снижении значения $t_{н1}$ происходит уменьшение теплопроводности наружного воздуха, что сказывается как на конечной величине Fo' , так и определяемой $\theta_{tн}$. Кроме того, уменьшение температуры наружного воздуха приводит к усилению различия между G_n и G_y при равенстве объемных расходов наружного и удаляемого воздуха, а также уменьшению параметра \bar{W} , что также приводит к изменению $\theta_{tн}$.

Особое внимание следует уделить определению значений k и F . В работе [7] приведен пример инженерного расчета центральной секции противоточного теплообменника (рис. 1).

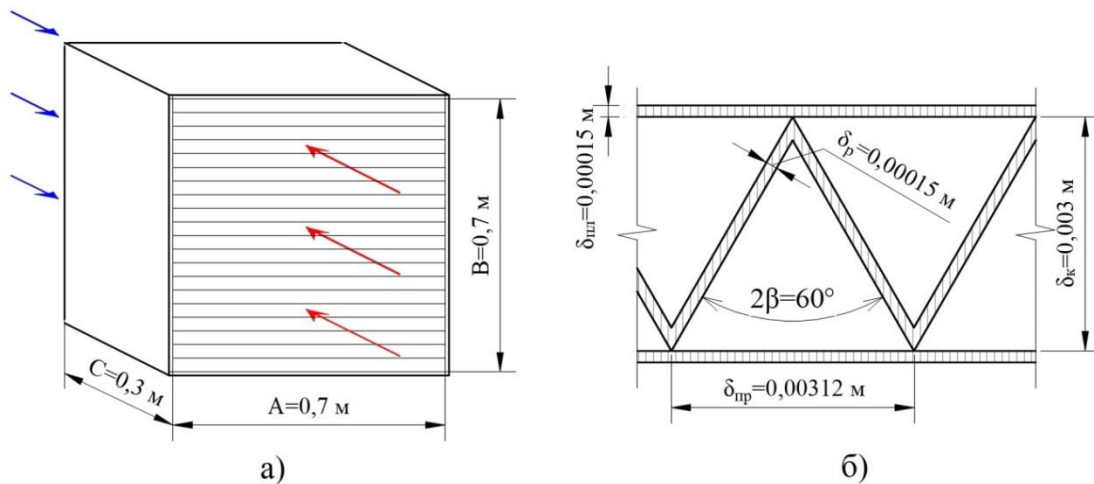


Рисунок 1. Схема центральной секции противоточного теплообменника:

(а) общий вид; (б) геометрия канала с оребрением треугольного вида (разработан автором)

Значение F для данного теплообменника, при условии, что проходы оребрения в межканальном пространстве имеют поперечное сечение в форме равностороннего треугольника, можно определить как:

$$F = F_{пл} + F_p = \frac{2 \cdot (\delta_k - 2 \cdot \delta_p)}{\sqrt{3}} \cdot C \cdot n_{пр} (6 \cdot Z_{н,y} - 1) = 139,32 \text{ м}^2, \quad (9)$$

где $F_{пл}$ — площадь поверхности теплообмена пластин, м^2 ; F_p — площадь поверхности теплообмена оребрения, м^2 ; δ_k — толщина канала, м; δ_p — толщина ребра, м; C — толщина кассеты рекуператора, м; $n_{пр} = \frac{\sqrt{3} \cdot A}{2(\delta_k - 2 \cdot \delta_p)}$ — количество проходов оребрения в одном канале, шт.; A, B — длина и ширина кассеты рекуператора, м; $Z_{н,y} = \frac{B + \delta_{пл}}{2(\delta_k + \delta_{пл})}$ — количество каналов по одному потоку, шт.; $\delta_{пл}$ — толщина пластины, м.

Согласно методике [7] полученное значение площади составляет 280 м^2 , что является общей площадью теплообменной поверхности $F_{общ}$. Таким образом, авторами для расчета берется не площадь поверхности теплообмена по удаляемому F_y или наружному F_n потоку, а их суммарное значение. Данный факт значительным образом влияет на окончательное решение.

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \cdot \eta_{орн}} + \frac{\delta_{пл}}{\lambda_{пл}} + \frac{1}{\alpha_y \cdot \eta_{ор_y}}}, \quad (10)$$

где α_n , α_y — коэффициенты теплоотдачи для наружного и удаляемого воздуха, соответственно, Вт/(м²·°С); $\lambda_{пл}$ — коэффициент теплопроводности пластины, Вт/м·°С; $\eta_{орн}$, $\eta_{орy}$ — коэффициент полезного действия (КПД) оребренной поверхности со стороны наружного и удаляемого воздуха, соответственно.

При расчете рекуператора открытого типа параметр $\eta_{орy} = 1$. Кроме того, в случае использования алюминиевых пластин в кассете рекуператора значение $\delta_{пл}/\lambda_{пл}$ при $\lambda_{пл} = 204$ Вт/м·°С можно не учитывать, поскольку термическое сопротивление стенки значительно меньше сопротивления на поверхности пластины. Как показывают исследования теплопроводность материала начинает влиять на температурную эффективность в том случае, если $\lambda_{пл} < 1$ Вт/м·°С [6], т. е. при условии применения пластин мембранного типа из полимеризованной бумаги, полипропилена или полихлорвинила.

Коэффициент теплоотдачи определяется по формуле:

$$\alpha_{n,y} = \frac{Nu_{n,y} \cdot \lambda_{n,y}}{d_{экр}}, \quad (11)$$

где $Nu_{n,y}$ — число Нуссельта; $d_{экр}$ — эквивалентный диаметр.

В таблице 1 приведены зависимости для определения Nu и $d_{экр}$ для ламинарного режима при установившемся движении воздуха и установившемся теплопереносе.

Таблица 1

Определение числа Нуссельта и эквивалентного диаметра

Тип канала	Эквивалентный диаметр, $d_{экр}$, м	Число Нуссельта, Nu	Ссылка на источник
Плоский щелевой канал (рекуператор открытого типа)	$d_{экр} = 2 \cdot \delta_k$ или $d_{экр} = \frac{2 \cdot A(B) \cdot \delta_k}{A(B) + \delta_k}$	$Nu = 8,24^1$	[11]
Канал с прямоугольными проходами, образуемыми П-профилем	$d_{экр} = \frac{2 \cdot \delta_{пр} \cdot \delta_k}{\delta_{пр} + \delta_k}$	$Nu = 4,36$ или в зависимости от $\delta_{пр}$, δ_k^1	[12]
Канал с треугольными проходами, образуемыми V-профилем	$d_{экр} = \frac{2(\delta_k - 2 \cdot \delta_p)}{3}$	$Nu = 3,1^1$	[12]

В работе [7] указана универсальная зависимость для определения числа Нуссельта. Поскольку для воздуха число Прандтля, Pr , меняется незначительно в рабочем для рекуператора диапазоне температур, то величина Nu становится зависимой только от Re :

$$Nu_{n,y} = 1,99 \cdot Re_{n,y}^{0,09} \cdot Pr_{n,y}^{0,33}. \quad (12)$$

Стоит отметить, что движение воздуха в плоских каналах при $Re < 2000$ можно назвать ламинарным условно. Так как значения A , B в несколько раз превышают δ_k ($A(B)/\delta_k \gg 10$) в поперечных сечениях потока по длине канала возрастает влияние сил инерции, что приводит к формированию области потенциального течения и усилению переноса теплоты молями текучей среды.

¹ Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Е.В. Аметистов, В.А. Григорьев, Б.Т. Емцев [и др.]; под. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. — М.: Энергоиздат, 1982. — 512 с.

Определение температурной эффективности при перекрёстной схеме движения воздушных потоков усложняется двухмерностью задачи. Существующие табличные данные зависимости $\theta_t = f(\text{Fo}', \bar{W})$ опираются на результаты, полученные Нуссельтом при решении дифференциальных уравнений распределения температур по двум координатам. В исследовании [13] приведена прямая зависимость вычисления температурной эффективности:

$$\theta_t = \frac{1}{\left(\frac{G_H \cdot C_p}{k \cdot F} + a + b\right)}, \quad (13)$$

где $a + b = 1,1$ — определенный профессором Пииром А.Э. коэффициент для перекрестной схемы движения теплоносителей.

Подставив в уравнение (13) критерий Fo' получим формулу, представленную в работах [14; 15]:

$$\theta_t = \frac{\text{Fo}'}{1,1 \cdot \text{Fo}' + 1} \approx \frac{\text{Fo}'}{1,137 \cdot \text{Fo}' + 1}. \quad (14)$$

Вывод уравнения температурной эффективности

По аналогии с выведенной зависимостью в [13] рассмотрим задачу переноса теплоты с подстановкой среднего температурного напора. Допустим, что температура теплоносителей в каналах рекуператора изменяется незначительно, и можно использовать уравнение среднеарифметического температурного напора. На рисунке 2 изображена зависимость между температурой теплообменивающихся потоков и поверхностью теплообмена при $G_H = G_Y$.

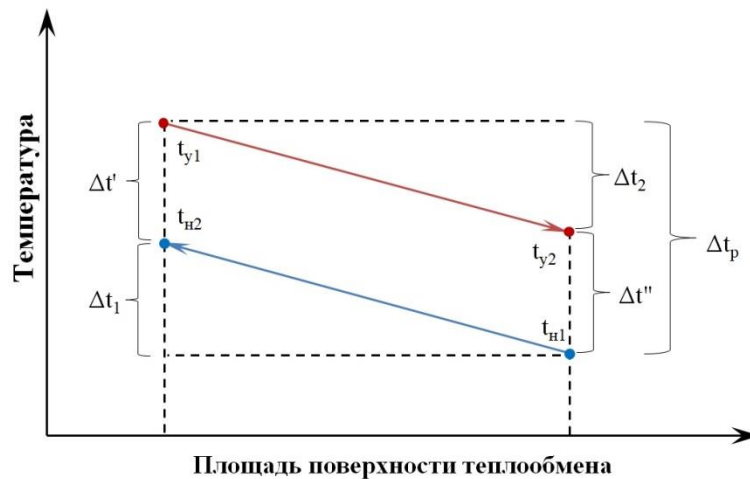


Рисунок 2. Изменение температур греющего и нагреваемого воздуха в зависимости от площади поверхности теплообмена (разработан автором)

Запишем уравнение среднеарифметического температурного напора:

$$\Delta t_{cp} = 0,5(\Delta t' + \Delta t''), \quad (15)$$

где $\Delta t' = t_{y1} - t_{h2}$ — температурный напор на входе удаляемого воздуха в рекуператор, °С; $\Delta t'' = t_{y2} - t_{h1}$ — температурный напор на выходе удаляемого воздуха из рекуператора, °С.

При условии равенства массовых расходов и, следовательно, водяных эквивалентов уравнение (6) можно представить как:

$$\theta_t = \frac{\Delta t}{\Delta t_p}, \quad (16)$$

где $\Delta t_p = t_{y_1} - t_{n_1}$ — располагаемый перепад температуры удаляемого и наружного воздуха; °С; $\Delta t = \Delta t_n = \Delta t_y$ — изменение температуры наружного ($t_{n_2} - t_{n_1}$) и удаляемого ($t_{y_1} - t_{y_2}$) воздуха соответственно, °С.

Выразим в зависимости (15) располагаемый перепад температур

$$\Delta t_{cp} = 0,5(\Delta t_p + t_{y_2} - t_{n_2}),$$

после чего заменим t_{y_2} и t_{n_2} на $t_{y_1} - \Delta t_y$ и $\Delta t_n + t_{n_1}$ соответственно, получив зависимость:

$$\Delta t_{cp} = 0,5(\Delta t_p + t_{y_1} - \Delta t_y - \Delta t_n - t_{n_1}),$$

в которой ($t_{y_1} - t_{n_1}$) снова заменим на Δt_p :

()

$$\Delta t_{cp} = 0,5(2\Delta t_p - \Delta t_y - \Delta t_n)$$

Раскроем скобку при условии, что $\Delta t_n = \Delta t_y$. и представим Δt как $\Delta t_p \cdot \theta_t$. Тогда линейная зависимость среднего температурного напора для противоточной схемы движения потоков будет:

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_p(1 - \theta_t), \quad (17)$$

для перекрестного тока:

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_p(1 - \theta_t) \cdot \varepsilon_t, \quad (18)$$

где ε_t — поправочный коэффициент на перекрестный ток.

Теперь приравняем уравнение теплопередачи и теплового баланса при допущении, что значение k остается постоянным по всей поверхности теплообмена:

$$k \cdot F_{общ} \cdot \Delta t_{cp} = G_n \cdot Cp \cdot \Delta t. \quad (19)$$

Подставляя в уравнение (19) зависимости (16) и (18), получим:

$$\theta_t = \frac{1}{\frac{G_n \cdot Cp}{k \cdot F_{общ} \cdot \varepsilon_t} + 1}. \quad (20)$$

Таким образом, для выполнения инженерного расчета становится необходимым определение значения ε_t .

Постановка задач исследования

Произведем сравнение результатов определения θ_t методом инженерного расчета и моделирования в программе ANSYS Fluent с техническими данными производителя для кассеты перекрестно-точного рекуператора открытого типа ISIS Recover HR-A-05-V-G4-E-1-60 [17]. На рисунке 3 представлен элемент теплообменника в разрезе и на виде сверху с отображением осей OX и OY, вдоль которых движется греющий и нагреваемый воздушные потоки.

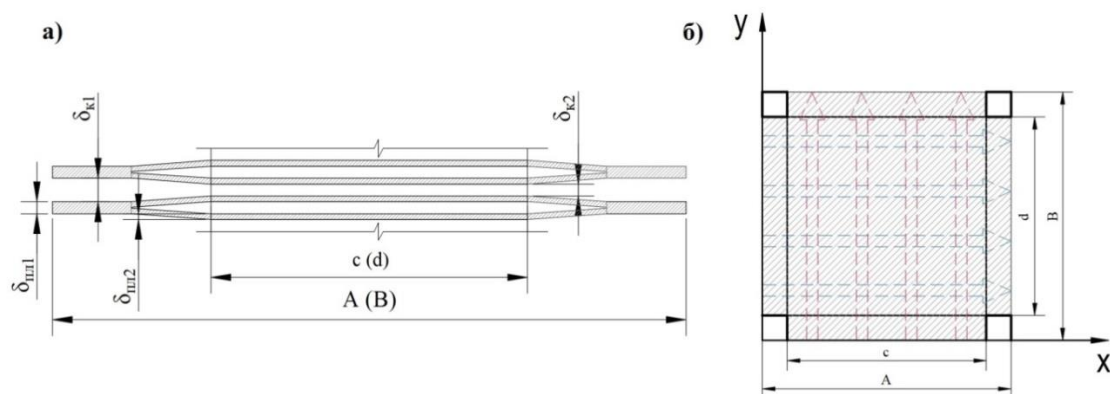


Рисунок 3. Кассета рекуператора:
(а) поперечное сечение; (б) вид сверху (разработан автором)

В таблице 2 сведены подробные геометрические данные кассеты теплообменника.

Таблица 2

Геометрические параметры кассеты рекуператора

Параметр	Обозначение	Значение	Единица измерения
Общая длина	A	0,2	м
Общая ширина	B	0,2	м
Длина центральной части	c	0,16	м
Ширина центральной части	d	0,16	м
Начальная толщина канала	$\delta_{к1}$	0,003	м
Толщина канала центральной области	$\delta_{к2}$	0,0015	м
Начальная толщина пластины	$\delta_{пл1}$	0,0015	м
Толщина пластины центральной области	$\delta_{пл2}$	0,00075	м
Количество каналов на стороне вытяжки	Z_y	85	шт.
Количество каналов на притоке	Z_n	86	шт.
Площадь поверхности теплообмена граничного канала (одна сторона)	$F_{гр.к}$	0,032	м ²
Площадь поверхности теплообмена канала (две стороны)	F_k	0,064	м ²
Общая площадь теплообменной поверхности всех каналов	$F_{общ}$	10,886	м ²

Численный расчет осуществляется на базе метода контрольных объемов (МКО). Осредненные по Рейнольдсу дифференциальные уравнения движения и энергии решаются с подключением модели турбулентности SST k- ω , которая показала наилучшую сходимость значений стендового эксперимента и численного моделирования [16; 17].

Таблица 3

Параметры граничных условий

Обозначение поверхности	Тип граничного условия	Описание
Inlet_1	velocity-inlet	Удаляемый воздух на входе
Inlet_2	velocity-inlet	Наружный воздух на входе
Outlet_1	pressure-outlet	Удаляемый воздух на выходе
Outlet_2	pressure-outlet	Наружный воздух на выходе
Periodic	periodic	Периодическая поверхность, наполовину рассекающая канал наружного воздуха вдоль движения потока
P_Shadow		«Тень» периодической поверхности, на которую смещаются физические параметры сплошной среды

Решатель выбран на основе стационарного потока (Steady) и давления (Pressure-Based). Для создания модели рекуператора формируется массив «канал-пластина» с использованием периодических поверхностей. В таблице 3 перечислены применяемые граничные условия.

Материал пластин — алюминий с физическими свойствами: $\rho_{ал} = 2719 \text{ кг/м}^3$, $C_{р,ал} = 871 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°C)}$, $\lambda_{ал} = 202,4 \text{ (Вт/м} \cdot \text{°C)}$. Потoki наружного и удаляемого воздуха задаются при равенстве объемных расходов $L_n = L_y$. В соответствии с техническими данными² принимаем температуры теплообменивающихся потоков $t_{н1} = -5^\circ\text{C}$, $t_{y1} = 20^\circ\text{C}$.

Обсуждение результатов

Сопоставление результатов определения температурной эффективности при использовании численного моделирования и инженерного расчета с техническими данными рекуператора показано на рисунке 4. Математическая модель на большом диапазоне значений Рейнольдса достаточно точно повторяет характер кривой $\theta_t = f(Re)$. Незначительное падение температурной эффективности модели SST k- ω и рост θ_t до 0,6 для реальной установки при $Re = 311$ может быть связано с увеличением количества конденсируемой влаги в канале удаляемого воздуха и, как следствие, повышением количества выделяемой теплоты фазового перехода. Поскольку математическая модель удаляемого воздуха задается как однокомпонентная гомогенная среда, то теплота конденсации не учитывается.

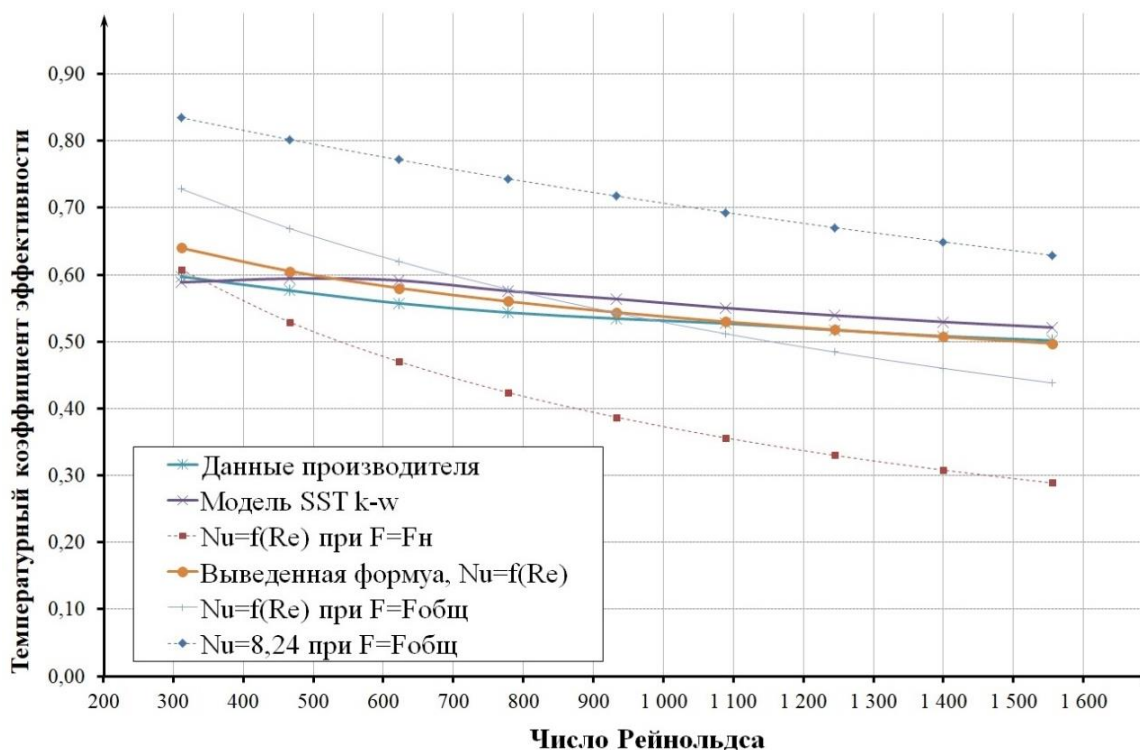


Рисунок 4. Изменение коэффициента θ_t в зависимости от числа Re рекуператора ISIS Recover HR-A-05-V-G4-E-1-60 (разработан автором)

Результаты инженерного расчета показали, что наилучшее приближение к технически данным имеет место в случае применения уравнения (12) и подстановки в формуле (13) общей площади поверхности теплообмена. В диапазоне $Re = 622 \div 1244$ максимальная погрешность

² 2VV. HEAT RECOVERY. ISIS Recover HR-A. — URL: <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/2vv/73503> (дата обращения: 18.11.22).

расчета составляет 6,56 %. В диапазонах $Re < 622$ и $Re > 1244$ различие в значениях θ_t возрастает, что связано с более крутым наклоном кривой $\theta_t = f(Re)$.

В том случае, если в уравнение (13) подставляется площадь поверхности теплообмена по одному потоку, кривая падения температурной эффективности резко опускается вниз по оси ординат, что приводит к недопустимому падению θ_t до значения 0,29 при максимальном расходе. В случае использования числа Нуссельта, равного величине 8,24 (для целевых каналов) и $F = F_{общ}$, кривая $\theta_t = f(Re)$ наоборот поднимается вверх. Важно отметить, что расчет коэффициентов теплоотдачи в данном случае дает следующие результаты:

$$\alpha_n = \frac{Nu_n \cdot \lambda_n}{d_{экв}} = \frac{8,24 \cdot 0,024}{0,003} = 65,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}) \text{ для наружного воздуха и}$$

$\alpha_y = \frac{Nu_y \cdot \lambda_y}{d_{экв}} = \frac{8,24 \cdot 0,0259}{0,003} = 71,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ для удаляемого воздуха, что превышает предельное значение $\alpha = 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ для воздухо-воздушных теплообменников³.

Для получения максимального приближения к значениям модели SST k- ω и данным производителя выявлена следующая зависимость расчета поправочного коэффициента ε_t :

$$\varepsilon_t = \frac{F_{общ}^{0,1}}{1,2F_0^{0,6}} \quad (21)$$

При подстановке уравнения (21) в выведенную формулу определения коэффициента θ_t (20) получим математическую зависимость следующего вида:

$$\theta_t = \frac{1}{\left(\frac{G_n \cdot C_p}{k}\right)^{0,4} \cdot \frac{1,2}{\sqrt{F_{общ}}} + 1} \quad (22)$$

Выполним проверку согласованности приведенных методик расчета для перекрестно-точных рекуператоров со стандартными габаритными размерами^{4, 5} (табл. 4). С целью упрощения расчета рассмотрим теплообменники без дополнительного оребрения. Также как и в предыдущем расчете задаем начальные температуры теплообмениваемых потоков $t_{n1} = -5^\circ\text{C}$, $t_{y1} = 20^\circ\text{C}$.

Таблица 4

Геометрические характеристики рекуператоров

№	Габариты рекуператора $A \times B \times C$, м	Толщина канала δ_k , м	Конструктивная площадь поверхности теплообмена, $F_{общ}$, м ²	Общее число каналов, Z , шт.	Площадь живого сечения, f , м ²	Эквивалентный диаметр, $d_{экв}$, м
1	0,4×0,4×0,2	0,005	12,48	40	0,04	0,01
2	0,6×0,6×0,3		42,48	60	0,109	
3	0,8×0,8×0,4		101,12	80	0,16	
4	1,0×1,0×0,5		198	100	0,25	

Именованные граничные условия модели показаны на рисунке 5.

³ Теория тепломассообмена: учебник для вузов / С.И. Исаев, И.А. Кожин, В.И. Кофанов [и др.]; под ред. А.И. Леонтьева. — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. — 462 с.

⁴ PANOVA. Technologies. Рекуператор пластинчатый перекрестноточный. — URL: www.c-o-k.ru/library/catalogs/panova/109387.pdf (Дата обращения: 18.11.2022).

⁵ New Engineering Discoveries. Пластинчатые рекуператоры REC. — URL: <https://ned-nt.ru/images/manuals/plastrecup.pdf> (Дата обращения: 18.11.22).

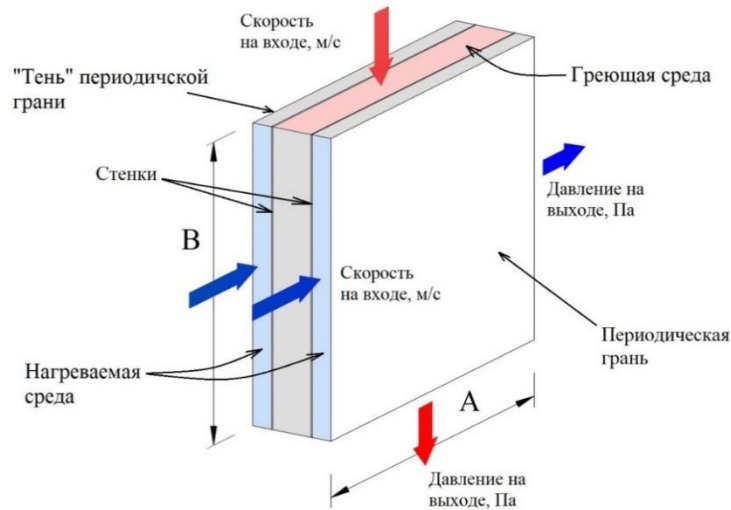


Рисунок 5. Граничное условие модели (разработан автором)

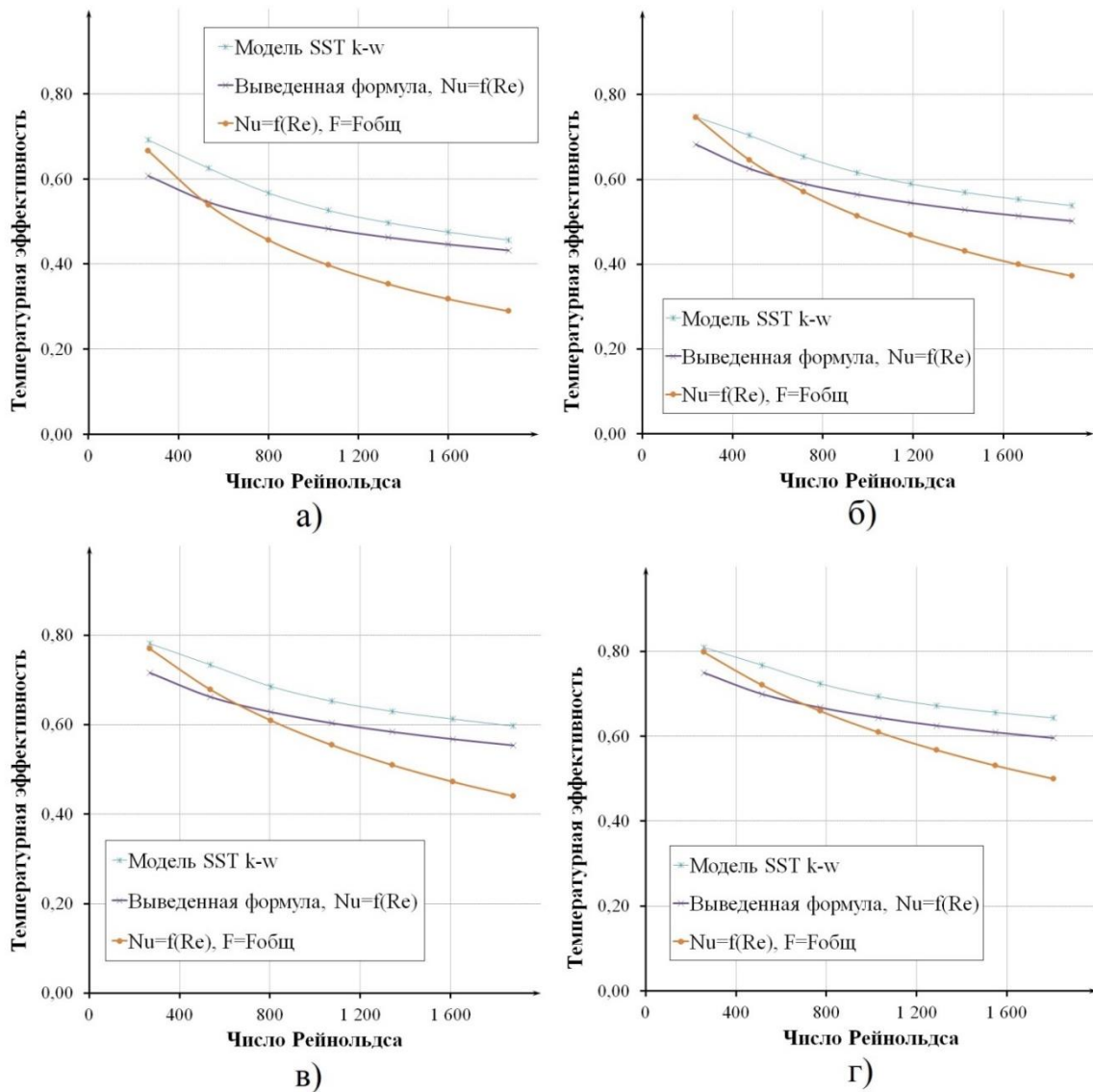


Рисунок 6. Изменение коэффициента θ_t в зависимости от числа Re : (а) рекуператор № 1; (б) рекуператор № 2; (в) рекуператор № 3; (г) рекуператор № 4 (разработан автором)

На рисунке 6 прослеживается тенденция повышения кривой изменения температурной эффективности от числа Рейнольдса с увеличением площади поверхности теплообмена вверх по оси ординат. При сопоставлении результатов теплового расчета и математического моделирования, можно увидеть, что уравнение (22) более корректно описывает тенденцию изменения θ_t при росте числа Рейнольдса. Максимальное отклонение результатов расчета наблюдается при минимальных значениях Re: для рекуператора № 1 — 12,28 %, № 2 — 8,7 %, № 3 — 8,3 %, № 4 — 7,29 %. Изменяющаяся кривая $\theta_t = f(Re)$, рассчитанная по формуле (13) имеет неплохую сходимость при малых числах Рейнольдса ($Re = 237 \div 268$), однако с увеличением расхода приобретает возрастающий отрыв от результатов численного расчета.

В таблице 5 на примере рекуператора № 1 представлены изменения температурной эффективности на каждом дополнительном шаге увеличения числа Рейнольдса.

Таблица 5

Изменение температурной эффективности

Число Рейнольдса, Re	Снижение коэффициента температурной эффективности, $\Delta\theta_t$		
	модель SST k- ω	расчет с использованием эмпирической зависимости (22)	расчет с использованием зависимости (13)
533	0,066	0,062	0,127
800	0,059	0,037	0,083
1067	0,041	0,026	0,059
1333	0,029	0,020	0,045
1600	0,022	0,016	0,035
1867	0,018	0,014	0,028

Рассмотрим изменения отношений температурных напоров для исследуемых рекуператоров в зависимости от числа Рейнольдса, полученные при использовании численного моделирования (рис. 7). Как видно на графике соотношение $\Delta t''/\Delta t'$ остается больше величины 0,6 для рассматриваемого диапазона значений Re. Таким образом, для описания теплопередачи при условии, что $\Delta t_p \leq 25^\circ\text{C}$, можно использовать линейную зависимость среднего температурного напора.

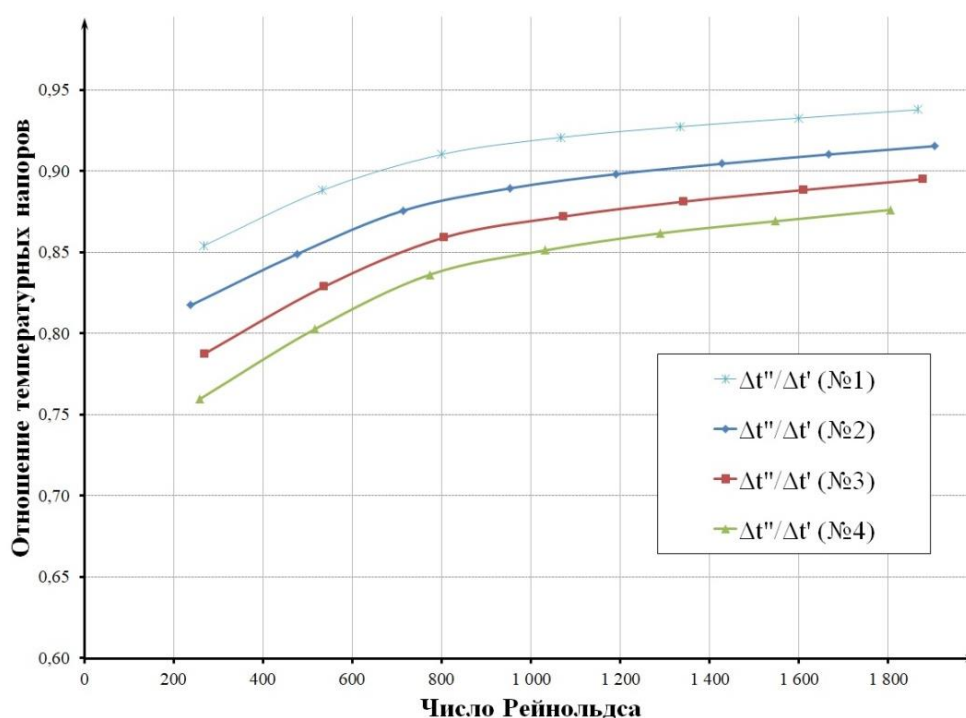


Рисунок 7. Изменение отношений $\Delta t''/\Delta t'$ в зависимости от числа Re (разработан автором)

Причина различия величин температурных напоров для каждой модели теплоутилизатора заключается в том, что в выполняемой задаче исследуются потоки с разными массовыми расходами, в результате чего отношение водяных эквивалентов составляет $\bar{W} = 0,91$. Из-за того, что $G_n > G_y$ (при $L_n = L_y$), наружным воздухом воспринимается меньшее количество теплоты на единицу массы вещества, и Δt_n оказывается меньше, чем Δt_y . Однако по мере увеличения расходов отношение $\Delta t''/\Delta t' \rightarrow 1$, что вызвано уменьшением интенсивности теплопереноса (θ_t падает в результате уменьшения времени контакта двух теплообменивающихся сред), и как следствие выравниванием значений граничных температурных напоров.

Заключение

В ходе анализа зависимостей $\theta_t = f(Re)$ для перекрестно-точного рекуператора ISIS Recover HR-A-05-V-G4-E-1-60 выявлена согласованность между характеристикой производителя, результатами математического моделирования с использованием решателя ANSYS Fluent и результатами инженерного расчета.

Наибольшая точность в тепловом расчете достигается при подстановке в уравнении определения модифицированного критерия Фурье общей площади поверхности теплообмена, а также применении зависимости $Nu = f(Re)$ для определения коэффициентов теплоотдачи.

На основе допущения о линейном изменении температур теплообменивающихся воздушных потоков выявлена математическая зависимость определения температурной эффективности, наиболее точно описывающая снижение θ_t при росте расходов теплоносителей.

Доказана возможность использования выражения среднеарифметического температурного напора при выводе уравнений $\theta_t = f(Fo', \bar{W})$ в условиях, когда разница температур потоков на входе в рекуператор незначительна. Результаты численного эксперимента показывают, что соотношение $\Delta t''/\Delta t'$ остается больше величины 0,6 для основных видов перекрестно-точных рекуператоров открытого типа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Серов, С.Ф. Поквартирная система вентиляции с утилизаторами теплоты / С.Ф. Серов, А.Ю. Милованов // АВОК. — 2013. — № 2. — С. 18–23.
2. Гагарин, В.Г. Перспективы повышения энергетической эффективности жилых зданий в России / В.Г. Гагарин, В.В. Козлов // Вестник МГСУ. — 2011. — № 3. — С. 192–200.
3. Кокорин О.Я. Энергосбережение в системах отопления, вентиляции, кондиционирования / О.Я. Кокорин. — М.: Издательство АСВ. — 2013. — 256 с.
4. Хаузен, Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе / Х. Хаузен; пер. с нем. — М.: Энергоиздат, 1981. — 384 с.
5. Белова Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами / Е. М. Белова. — М.: Евроклимат, 2003. — 400 с.
6. Dvořák, V. Numerical investigation of counter flow plate heat exchanger / V. Dvořák, T. Vít // Energy Procedia. — 2015. — № 83. — PP. 341–349.

7. Богословский, В.Н. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / В.Н. Богословский, М.Я. Поз. — М.: Стройиздат. — 1983. — 416 с.
8. Кейс, В.М. Компактные теплообменники / В.М. Кейс, А.Л. Лондон; пер. с англ. В.Я. Сидорова; под ред. Ю.В. Петровского. 2-е изд. перераб. и доп. — М.: Энергия, 1967. — 224 с.
9. Пиир, А.Э. Основы проектирования высокоэффективных воздухонагревателей / А.Э. Пиир. — Архангельск: Издательство АГТУ, 1998. — 79 с.
10. Белоногов, Н.В. Расчет эффективности перекрестно-точных пластинчатых теплообменников / Н.В. Белоногов, В.А. Пронин // Вестник международной академии холода. — 2004. — № 4. — С. 12–15.
11. Kragh, J. New counter flow heat exchanger designed for ventilation systems in cold climates / J. Rose, T.R. Nielsen // Energy and Buildings. — 2007. — № 39(11). — PP. 1151–1158.
12. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Исаченко, А.С. Сукомел. — М.: Изд. «Энергия», 1975. — 488 с.
13. Тепловой расчет пластинчатых рекуператоров для систем вентиляции / А.Э. Пиир, О.А. Козак, В.Б. Кунтыш, А.Б. Сухоцкий // Труды БГТУ. Серия 1: Лесное хозяйство, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов. — 2018. — № 2. — С. 236–243.
14. Самарин, О.Д. О приближенном расчете температурной эффективности аппаратов утилизации теплоты в системах механической вентиляции / О.Д. Самарин // Известия вузов. Строительство. — 2009. — № 11–12. — С. 53–56.
15. Самарин, О.Д. Теплофизика, энергосбережение, энергоэффективность / О.Д. Самарин. — М.: Издательство АСВ. — 2014. — 292 с.
16. Dvořák, V. Investigation of effect of oblique ridges on heat transfer in plate heat exchangers [Электронный ресурс] / V. Dvořák, J. Novosád // The European Physical Journal Conferences. — 2014. — URL: https://www.researchgate.net/publication/263004880_Investigation_of_effect_of_oblique_ridges_on_heat_transfer_in_plate_heat_exchangers (дата обращения: 27.10.22).
17. Вдовичев, А.А. Численное исследование теплопереноса и аэродинамики в перекрестно-точном рекуператоре открытого типа / А.А. Вдовичев // Вестник Евразийской науки. — 2022. — № 2. — URL: <https://esj.today/PDF/21ECVN222.pdf> (дата обращения: 18.11.22).

Vdovichev Anton Andreevich

Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, Saint-Petersburg, Russia

E-mail: fansw@bk.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8979-8845>

RSCI: https://www.elibrary.ru/author_profile.asp?id=995961

To the question of determining the temperature efficiency of plate cross-flow air recuperators

Abstract. The use of modern energy-saving technologies is a priority task in the development of the domestic construction industry. In the context of the exhaustion of technical solutions for the recovery of energy consumption in the calculations, taking into account the increase in the bill for reducing transmission heat losses, the preferred way to convert energy efficiency is the implementation of ventilation cleaning with heat recovery of the exhaust air.

One of the central problems in the study of plate air recuperators is finding the coefficient of thermal efficiency of the device. The characteristics include parameters such as compact heat exchange surface, initial temperatures of heat carriers, air flow volume coefficients, type of fins and other parameters.

In this article, within the framework of the dissertation research, the dimensions of the temperature efficiency for outdoor air depending on the Reynolds number were performed, as a result, an engineering calculation, mathematical modeling and manufacturer's data for the ISIS Recover HR-A-05-V-G4-E-1-60 heat exchanger were obtained. .

As research methods, a theoretical study of the heat transfer process is used with an engineering calculation based on a one-dimensional transport model and CFD modeling (Computational Fluid Dynamics) using the ANSYS Fluent solver.

A substantiated calculation method using an algebraic dependence describing heat transfer in a cross-exact scheme of heat carriers movement based on new results. An empirical dependence has been obtained that adequately describes the results of computational modeling and engineering calculations both for the ISIS Recover HR-A-05-V-G4-E-1-60 heat exchanger and for modeled typical plate heat exchangers. The possibility of using the linear dependence of the rate of the average temperature parameter in the calculation of the adjustable temperature difference of the heating and heated air at the inlet to the heat exchanger channel has been proved.

Keywords: cross-precision heat exchanger; one-dimensional transfer model; temperature coefficient of efficiency; Nusselt number; Reynolds number; mathematical modeling; thermal calculation; average temperature difference