

УДК 69.658.26

А. Э. Пиир¹, О. А. Козак¹, В. Б. Кунтыш², А. Б. Сухоцкий²¹Северный Арктический Федеральный Университет им. М. В. Ломоносова
(Российская Федерация)²Белорусский государственный технологический университет**ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ
ДЛЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ**

Современные жилые здания имеют наружные ограждения как минимум с утроенным термическим сопротивлением по сравнению со зданиями, построенными по нормам советского времени. Благодаря этому теплопотери через ограждения снизились до уровня вентиляционных. Дальнейшее повышение тепловой эффективности жилых зданий невозможно без сокращения вентиляционных теплопотерь. Для многоквартирных и малоквартирных зданий, в которых проживает больше половины населения России, эта задача легко решается с помощью теплообменников-рекуператоров в системе вентиляции.

Пластинчатые рекуператоры для систем вентиляции выпускаются сегодня во многих странах мира. Они устроены настолько просто, что некоторые умельцы в нашей стране собирают их самостоятельно. Вместе с тем в отечественной литературе не удалось обнаружить методики проектирования воздушных рекуператоров для систем вентиляции. Представленная работа восполняет этот пробел. Формулы, описывающие течение потоков воздуха и процесс передачи теплоты через плоскую стенку рекуператора, образуют систему параметрических уравнений относительно искомых размеров поверхности теплообмена, скорости потоков, решение которой обычно выполняют методом последовательных приближений.

Исследование математической модели воздушных рекуператоров с перекрестно-точной и противоточной схемами движения потоков показало, что рабочие процессы в пластинчатых рекуператорах протекают при ламинарном движении потоков. Это значит, что скорость воздуха не влияет на коэффициент теплопередачи, величина которого определяется лишь шириной канала для воздуха. Теплопроводность материала поверхности теплообмена – металл, пластик, бумага – также не влияет на коэффициент теплопередачи в рекуператоре.

Данные обстоятельства позволяют упростить методику проектирования. С этой же целью авторы использовали вместо логарифмической формулы среднего температурного напора линейную формулу и формулу теплового потока при известном тепловом балансе.

В статье приведен пример конструктивного теплового расчета рекуператора и его поверочные расчеты в режиме усиленной кратковременной вентиляции помещений, а также в режиме ослабленной вентиляции помещений при отсутствии людей.

Ключевые слова: рекуперация теплоты, снижение теплопотерь, жилые здания, пластинчатый рекуператор.

A. E. Piir¹, O. A. Kozak¹, V. B. Kuntysch², A. B. Sukhotskiy²¹Northern (Arctic) Federal University of M. V. Lomonosov²Belarusian State Technological University**THERMAL CALCULATION OF LAMELLAR RECUPERATORS
FOR VENTILATION SYSTEMS**

Modern residential buildings have external protections with the thermal resistance at least in three times more in comparison with the buildings were built in accordance with construction norms of Soviet period. Thanks to them heatlosses through protections have decreased upto the level of ventilating heatlosses. As shown in article, further increasing of thermal efficiency of residential buildings is impossible without reduction of ventilating heatlosses. More than a half of the population of Russia lives in one-apartment and low-room buildings such problem is easily solved with the help of heat exchangers recuperators.

Today lamellar recuperators for ventilation systems are issued in many countries of the world. They are suited so simply that many skilled craftsman in our country make them independently. At the same time, in domestic literature were not found design techniques of air recuperators for ventilation systems. This work meets this lack. The formulas describing a current of air streams and process of thermal transfer through a flat wall make the system of the parametrical equations relative to required sizes of a surface of heat exchange and speed of streams. The solution of this task is usually carried out by method of consecutive approximations.

The research of mathematical model of air recuperators with the cross and counterflow scheme of the movement of streams have shown that working processes in lamellar recuperators proceed at the laminar movement of streams. It means that the speed of air doesn't influence on heat transfer coefficient. The size of heat transfer coefficient is defined by width of the channel for air. Heat conductivity of a surface of heat exchange material – metal, plastic, paper also doesn't influence heat transfer coefficient in a recuperator.

All these details allow simplifying a design technique. With the same purpose authors used a linear formula and a formula of a thermal stream at unknown thermal balance instead of the known logarithmic formula of an average temperature pressure.

The example of design thermal calculation of a recuperator and its checking calculations in the conditions of the strengthened short-term ventilation of rooms and also in the mode of the weakened ventilation of rooms in the absence of people is given in article.

Key words: warmth recovery, decrease in heat losses, residential buildings.

Введение. Нормативные тепловые потери жилого здания от теплопроводности наружных ограждений Q_T и вентиляционных потоков воздуха Q_B могут быть описаны простыми и достаточно точными формулами теплопередачи [1]. Как показано в источнике [2], средний нормативный коэффициент теплопередачи наружных ограждений K_T , Вт/(м²·К), жилого здания с числом этажей $e = 1-16$ простой геометрической формы «спичечный коробок», отнесенный к отапливаемой жилой площади A_o , составит при погрешности до $\pm 5\%$:

$$K_T = Q_T / (A_o \cdot \Delta t) = 2,5e^{0,33} / R_{ст}, \quad (1)$$

где $R_{ст}$ – нормативный коэффициент термического сопротивления стен, (м²·К) / Вт; Δt – температурный напор, К.

Вентиляционный коэффициент теплопередачи при норме вентиляции $v_n = 1,5$ м³/(м²·ч) [3], отнесенной к отапливаемой жилой площади, равен, Вт/(м²·°С):

$$K_{вен} = Q_B / (A_o \cdot \Delta t) = v_n \cdot c_v \cdot (1 - \rho) / 3600 = 0,54(1 - \rho), \quad (2)$$

где c_v – удельная объемная теплоемкость воздуха, Дж/(м³·К); ρ – доля регенерации (возврата) теплоты удаляемого воздуха.

Как показали расчеты нормативных тепловых потерь жилых зданий высотой 3, 5, 9 этажей [4], при увеличении термического сопротивления стен с 3 до 5 (м²·К)/Вт снижение суммарного коэффициента теплопередачи составит всего 20% из-за тормозящего влияния вентиляционных тепловых потерь.

Если одновременно с утеплением ограждений здания снизить в три раза вентиляционный коэффициент теплопередачи с помощью теплообменника-рекуператора, имеющего коэффициент регенерации $\rho = 0,66$, то суммарные тепловые потери жилых зданий высотой 3, 5 и 9 этажей снизятся в два раза и составят $K_n = 0,49$; 0,44 и 0,40 Вт/(м²·К) соответственно [5].

Таким образом, использование регенерации теплоты уходящего вентиляционного потока

для подогрева приточного воздуха является необходимым условием энергосбережения современного жилого дома.

Наиболее просто эта задача решается для односемейных и малоквартирных зданий, в которых проживает более половины населения России.

В системах принудительной вентиляции жилых и общественных зданий многих стран широкое применение получили пластинчатые рекуператоры, снижающие тепловые потери в 2–3 раза. Они отличаются простотой конструкции, компактностью и низким потреблением энергии на прокачку воздуха, имеют длительные сроки службы.

Несмотря на простое устройство рекуператора, формулы теплового расчета образуют сложную параметрическую систему, решение которой обычно выполняется путем последовательных приближений.

Авторы предлагают одновариантную методику конструкторского и поверочного теплового расчета, основанную на использовании линейных формул для расчета среднего температурного напора, которые обычно применяют при тепловом расчете нестандартных теплообменников со сложным движением теплоносителей [6], и формулы для тепловой нагрузки при неопределенном тепловом балансе [7].

Основная часть. Пластинчатые воздушные теплообменники для системы вентиляции выпускаются серийно по 6–7 типоразмеров во многих странах мира. Отдельные аппараты могут объединяться последовательно или параллельно, образуя агрегаты требуемой производительности по расходу воздуха и тепловой мощности для вентиляционных систем жилых и общественных зданий.

Стандартные перекрестно-точные рекуператоры собираются из пластин квадратной формы (рис. 1, а), длина и ширина которых $A = B = 0,4-1,0$ м – с шагом 0,1 м, а количество пластин – от 40 до 100 шт.

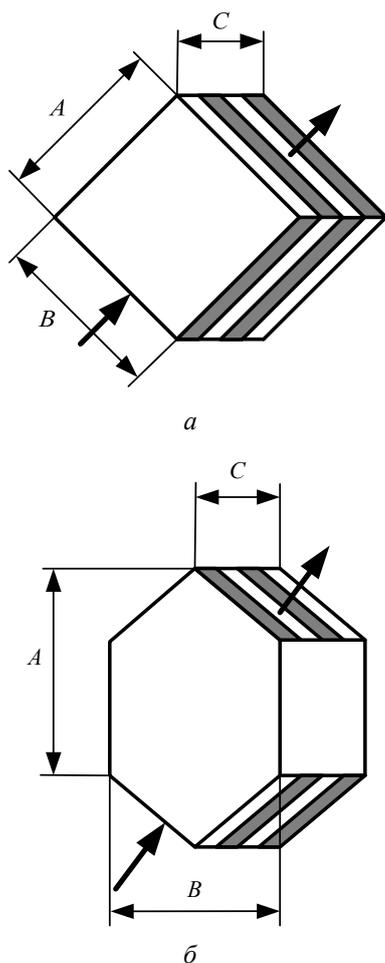


Рис. 1. Особенности конструкции рекуператоров с перекрестным (а) и противоточным (б) движением потоков воздуха

Стандартные противоточные рекуператоры собирают из пластин вытянутой формы для получения более высокого коэффициента регенерации. Они состоят из корпуса, выполненного из стального оцинкованного листа, и пакета алюминиевых пластин толщиной $\Delta = 0,2$ мм, соединенных по краям поочередно попарно через прокладки с образованием каналов для прохода воздуха шириной $\delta = 5-9$ мм.

Пластины имеют квадратную или вытянутую шестиугольную форму, что обеспечивает перекрестную или противоточную схему движения потоков.

В табл. 1 приведены размеры и примерная производительность серийных перекрестно-точных воздухоподогревателей, а ширина пакета пластин B равна примерно его толщине C (рис. 1, б).

Конструктивная площадь поверхности теплообменника, m^2

$$F = A \times B \times C / \delta, \quad (3)$$

где $A \times B \times C$ – габариты рекуператора.

Таблица 1

Показатели стандартного ряда пластинчатых рекуператоров для систем вентиляции, $\delta = 0,005$ м

№	$A \times B \times C$, м	F , m^2	S , m^2	n , шт.	m , чел.	ρ
4	0,4×0,4×0,2	5,6	0,04	40	5	0,4
5	0,5×0,5×0,2	12,5	0,06	50	7	0,45
6	0,6×0,6×0,3	21,6	0,09	60	10	0,5
7	0,7×0,7×0,35	35	0,12	70	14	0,52
8	0,8×0,8×0,4	51	0,16	80	19	0,54
9	0,9×0,9×0,45	73	0,20	90	24	0,56
10	1,0×1,0×0,5	100	0,25	100	30	0,6

Количество пластин в пакете, шт.

$$n = 1 + C / (\delta + \Delta) \approx C / \delta. \quad (4)$$

Количество каналов для каждого из потоков охлаждаемого и нагреваемого воздуха, шт.

$$z = (n - 1) / 2 \approx n / 2 \approx C / (2\delta). \quad (5)$$

Площадь поперечного сечения каналов для воздуха, m^2

$$S = s \cdot z = B \cdot C / 2. \quad (6)$$

Расход приточного и удаляемого воздуха при скорости w , m^3/c

$$V = w \cdot S = v_n \cdot m, \quad (7)$$

где $v_n = 0,00833$ m^3/c – нормативный расход воздуха на одного жителя; m – количество потребителей.

Расчетная температура воздуха $t_{вн}$, отводимого из верхней части вентилируемого помещения, обычно превышает нормативную на уровне дыхания \approx на 2–3 градуса.

Расчетную температуру наружного воздуха $t_{нар}$ примем равной расчетной температуре для систем вентиляции $t_{р.в.}$

Располагаемый расчетный перепад температуры внутреннего и наружного воздуха, $^{\circ}C$

$$\Delta t_p = t_{вн} - t_{р.в.} \quad (8)$$

При одинаковых потоках охлаждаемого и нагреваемого воздуха $V_1 = V_2 = V$ изменение температуры потоков в рекуператоре зависит от доли возвращаемого тепла ρ :

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = \Delta t = \rho \cdot \Delta t_p, \quad (9)$$

где ρ – приближительная величина коэффициента регенерации.

Для расчета среднего температурного напора в воздушном рекуператоре воспользуемся линейной формулой (рис. 2):

$$\begin{aligned} \Delta t_{cp} &= \Delta t_p - a\Delta t_1 - b\Delta t_2 = \\ &= \Delta t_p - (a + b)\Delta t = (1 - (a + b) \cdot \rho) \cdot \Delta t_p, \end{aligned} \quad (10)$$

где $a + b = 1$ для противотока из формулы профессора Воскресенского К. Д. [8]; $a + b = 1,1$ для перекрестного тока из формулы профессора Пиира А. Э. [9].

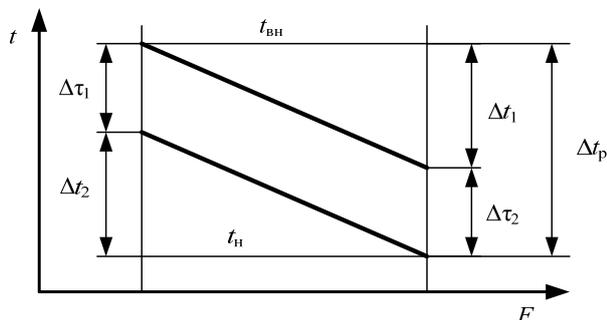


Рис. 2. Сравнение температурных перепадов Δt и $\Delta \tau$, используемых для расчета среднетемпературного напора в теплообменнике по линейной $\Delta t_{ср}$ и логарифмической формулам $\Delta t_{лог}$

Как можно увидеть из этой формулы, средний температурный напор при перекрестном токе в рекуператорах меньше среднего температурного напора при противотоке на величину $\delta t = 0,1 \cdot \rho \cdot \Delta t_p$, т. е. на 5–7%, что требует соответствующего увеличения поверхности теплообмена.

Площадь поверхности теплообмена рекуператора в общем случае, m^2

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{ср}} = \frac{c_v V}{k} \cdot \frac{\rho}{1 - \rho(a + b)}. \quad (11)$$

Из формулы (10) следует, что с увеличением коэффициента регенерации уменьшается средний температурный напор, поэтому площадь поверхности теплообмена растет быстрее, чем тепловой поток.

В табл. 2 показано изменение относительного теплового потока Q , относительной величины площади поверхности F и расхода металла F/Q при увеличении ρ .

Таблица 2

Влияние коэффициента регенерации на размер рекуператора

Величины	Коэффициент регенерации ρ							
	0,5	0,6	0,66	0,7	0,75	0,8	0,9	1,0
Q	1,0	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0
F	1,0	1,4	2,0	2,3	3,0	4,0	10	~
F/Q	1,0	1,2	1,5	1,64	2,0	2,5	5,5	–

Как видно из табл. 2, высокие коэффициенты регенерации теплоты, равные 0,75–0,80, по сравнению с $\rho = 0,5$, достигаются повышенными в 2,0–2,5 раза удельными расходами металла F/Q .

Выбор оптимальной величины коэффициента регенерации является технико-экономической задачей в каждом конкретном случае, где выигрыш от экономии теплоты должен сопоставляться с увеличением капитальных затрат в установки и ростом расходов на циркуляцию.

Запишем формулы теплопередачи и теплового баланса, Вт:

$$Q = c_v \cdot V \cdot \Delta t = k \cdot F \cdot \Delta t_{ср}. \quad (12)$$

Подставим формулы среднего температурного напора рекуператора $\Delta t_{ср}$ (10) и для выражения Δt (9).

После преобразований получим полезную формулу для вычисления теплового потока по начальным температурам потоков [9] при неизвестных конечных температурах, Вт:

$$Q = \Delta t_p \left(\frac{1}{kF} + \frac{a + b}{c_v V} \right)^{-1}. \quad (13)$$

С учетом $Q = c_v \cdot V \cdot \rho \cdot \Delta t_p$ из формулы (13) получим выражение для расчета коэффициента регенерации известного аппарата, не требующее проведения итерационных расчетов:

$$\rho = \left(\frac{c_v \cdot V}{kF} + a + b \right)^{-1}. \quad (14)$$

Формулы (13) и (14) позволяют предельно просто выполнять поверочные расчеты в один прием.

Выразим тепловой поток в зависимости от величины поверхности теплообмена и расходов воздуха:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{ср} = k \cdot A \cdot B \cdot n \cdot \Delta t_{ср},$$

$$Q = c_v \cdot V \cdot \Delta t = c_v \cdot w \cdot B \cdot \delta \cdot \Delta t \cdot n / 2. \quad (15)$$

Приравняв тепловые потоки, найдем длину пластин поверхности теплообмена, м:

$$A = \frac{c_v \cdot w \delta}{k} \cdot \frac{\rho}{2 \cdot 1 - (a + b)\rho}. \quad (16)$$

Длина поверхности теплообмена A должна обеспечить заданный подогрев свежего воздуха Δt .

Из условия неразрывности потока

$$V = w \cdot z \cdot S = w \cdot n \cdot B \cdot \delta / 2 = v \cdot m \quad (17)$$

вычислим ширину пластины:

$$B = \frac{2 \cdot m}{n} \cdot \frac{v}{w \cdot \delta} = \frac{m}{z} \cdot \frac{v}{w \cdot \delta}. \quad (18)$$

Величина z/m равна числу каналов, служащих для пропуска одной нормативной порции вентиляционного потока v . Из опыта

проектирования перекрестно-точных рекуператоров (табл. 1) ее величина связана с размерами рекуператора и может быть примерно оценена как

$$z / m \cong 6 \cdot m^{-0,33}, \quad n \cong 12m^{2/3}. \quad (19)$$

Точное количество пластин найдем по площади поверхности теплопередачи, шт.:

$$F_T = A \cdot B \cdot n = Q / (k \cdot \Delta t_{cp}),$$

$$n = \frac{m}{A \cdot B} \cdot \frac{c_v \cdot v}{k} \cdot \frac{\rho}{1 - (a + b) \cdot \rho}. \quad (20)$$

Следует иметь в виду, что в перекрестно-точных теплообменниках ширина и длина пакета пластин равны между собой, т. е. $A = B$, в противоточных – длина больше ширины $A = x \cdot B$. Толщина пакета пластин $C \cong n \cdot \delta$, м.

Расчетную скорость воздуха вычислим из условия согласования размеров поверхности теплообмена и размеров канала для прохода воздуха.

Подставив A и B из формул (16) и (18), получим выражение для расчетной скорости воздуха в рекуператоре, м/с:

$$w^2 = x \cdot \frac{4mv}{\delta^2} \cdot \frac{k}{c_v} \cdot \frac{1 - (a + b) \cdot \rho}{\rho \cdot n}. \quad (21)$$

Из формулы (21) следует, что при уменьшении ширины пакета в 2 и 3 раза скорость увеличивается в 1,4 и 1,7 раза, при увеличении $\rho = 0,5$ до 0,66 и 0,75 скорость снизится в те же самые 1,4 и 1,7 раза.

Оценим диапазон расчетной скорости в воздушных каналах. При средней величине конструктивной характеристики $z / m = n / 2m = 2,5$, равной среднему числу каналов, служащих для прохода нормативного расхода воздуха v_n , выражение для расчетной скорости в противоточном рекуператоре примет вид, а ее величина составит

$$w = \left(0,8 \cdot \frac{v}{\delta^2} \cdot \frac{k}{c_v} \cdot \frac{1 - \rho}{\rho} \cdot x \right)^{0,5}. \quad (22)$$

При крайних значениях $\rho = 0,5$ и 0,75, $x = 1,5$ и 2,5 и постоянных величинах $v = 0,00833 \text{ м}^3/\text{с} \cdot \text{чел.}$, $c_v = 1300 \text{ кДж}/\text{м}^3 \cdot \text{°C}$, $\delta = 0,005 \text{ м}$, $k = 5,3 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{°C}$, $a + b = 1$, м/с

$$w = 1,04 \cdot \left(\frac{1 - \rho}{\rho} \cdot x \right)^{0,5} = 0,6 - 1,7.$$

Низкие расчетные скорости потоков воздуха делают работу рекуператоров бесшумной, гидравлическое сопротивление аппарата низ-

ким, а расход энергии на перемещение воздуха минимальным.

Теплофизические свойства сухого воздуха при нормальном барометрическом давлении и средней температуре 0°С для интервала +20...–20°С имеют значения [10]: теплоемкость $c_p = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{°C})$, теплопроводность $\lambda \cdot 10^2 = 2,44 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6 = 13,28 \text{ м}^2/\text{с}$, плотность $\rho = 1,293 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Критическая скорость течения в канале с эквивалентным диаметром $d_{\text{эКВ}} = 2\delta = 0,01 \text{ м}$ будет равна, м/с

$$w = \frac{\text{Re} \cdot \nu}{d_{\text{эКВ}}} = \frac{2300 \cdot 13,3}{0,01 \cdot 10^6} = 3,06.$$

При расчетных скоростях 0,6–1,7 м/с работа рекуператора при ламинарном течении потоков.

Число Нуссельта при ламинарном движении не зависит от скорости и является постоянной величиной [11]:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d_{\text{эКВ}}}{\lambda} = 4,36.$$

Коэффициент теплоотдачи плоской пластины при обтекании ламинарным потоком воздуха, Вт/(м²·°C).

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d_{\text{эКВ}}} = \frac{4,36 \cdot 2,44}{0,01 \cdot 10^6} = 10,6.$$

Коэффициент теплопередачи через плоскую стенку с низким термическим сопротивлением $\Delta / \lambda \ll 1 / \alpha$, Вт/(м²·K)

$$k = (1 / \alpha_1 + \Delta / \lambda_a + 1 / \alpha_2)^{-1} = \alpha / 2 = 5,3.$$

При увеличении шага установки пластин (ширины канала δ) с 5 до 6 и 7 мм коэффициент теплопередачи снизится до 4,4 и 3,5 Вт/(м²·°C).

Эту зависимость можно описать эмпирической формулой:

$$k = 26 / \delta.$$

Конструктивный расчет пластинчатого рекуператора. Цель расчета: определить размеры пакета пластин A , B , C рекуператора, предназначенного для системы вентиляции жилого дома.

Исходные данные: расчетное число жителей – 20 чел.; коэффициент регенерации тепла не менее $\rho = 0,5$; тип рекуператора – противоточный, поверхность теплообмена из алюминиевой фольги толщиной $\Delta = 0,2 \text{ мм}$; шаг пластин $\delta = 5 \text{ мм}$; кратность длины сторон $A / B = x = 2$.

Вычислим по формуле (22) скорость воздуха

$$w = \left(0,8 \cdot \frac{0,00833}{0,005^2} \cdot \frac{5,3}{1300} \cdot \frac{1-0,5}{0,5} \cdot 2 \right)^{0,5} = 1,43 \text{ м/с.}$$

Вычислим по формуле (16) длину пластин:

$$A = \frac{1,3}{5,3} \cdot \frac{1,43 \cdot 5}{2} \cdot \frac{0,5}{1-0,5} = 0,9 \text{ м.}$$

Вычислим ширину пластин:

$$B = A / x = 0,9 / 2 = 0,45 \text{ м.}$$

Вычислим по формуле (20) количество пластин

$$n = \frac{20 \cdot 1,3 \cdot 0,83}{0,9 \cdot 0,45 \cdot 5,3} \cdot \frac{0,5}{1-0,5} = 100,5 \text{ шт.}$$

Высота пакета пластин

$$C = 0,005 \cdot 100,5 = 0,5 \text{ м.}$$

Размеры пакета пластин

$$A \times B \times C = 0,9 \times 0,45 \times 0,5 \text{ м.}$$

Площадь поверхности пластин

$$F_{\text{п}} = 100 \cdot 0,9 \cdot 0,45 = 40,5 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности теплообмена по формуле (11)

$$F_{\text{т}} = \frac{1,3 \cdot 20 \cdot 8,33}{5,3} \cdot \frac{0,5}{1-0,5} = 40,8 \text{ м}^2.$$

Расчет сошелся $F_{\text{т}} \approx F_{\text{п}}$ $\delta F = 0,1\%$.

Вычислим по формуле (14) коэффициент регенерации:

$$\rho_{\text{р}} = \left(\frac{1,3 \cdot 8,33 \cdot 20}{5,3 \cdot 42,5} + 1 \right)^{-1} = 0,51.$$

Расчет сошелся $\rho_{\text{р}} \approx \rho$ $\delta \rho = 2\%$.

Тепловая мощность регенерации на единицу располагаемого температурного напора, Вт/°С

$$\frac{Q}{\Delta t_{\text{р}}} = c_{\text{в}} \cdot m \cdot v \cdot \rho = 1,3 \cdot 8,33 \cdot 20 \cdot 0,51 = 110.$$

Поверочный расчет рекуператора. Вычислим тепловую мощность рекуператора с

размерами пакета $0,9 \times 0,45 \times 0,5$ м при расчетной скорости воздуха $1,43$ м/с; с усиленной вентиляцией с удвоенной скоростью $2,86$ м/с; при «спящем» режиме со сниженным в 4 раза расходом воздуха.

Номинальная тепловая мощность

$$\frac{Q_1}{\Delta t_{\text{р}}} = \left(\frac{1}{5,3 \cdot 42,5} + \frac{1}{1,3 \cdot 20 \cdot 8,33} \right) = 110,5 \text{ Вт/К.}$$

Тепловая мощность при усиленной вентиляции

$$\frac{Q_2}{\Delta t_{\text{р}}} = \left(\frac{1}{5,3 \cdot 42,5} + \frac{1}{1,3 \cdot 40 \cdot 8,33} \right) = 148 \text{ Вт/К.}$$

Тепловая мощность при слабой вентиляции

$$\frac{Q_3}{\Delta t_{\text{р}}} = \left(\frac{1}{5,3 \cdot 42,5} + \frac{1}{1,3 \cdot 5 \cdot 8,33} \right) = 43,6 \text{ Вт/К.}$$

Коэффициент регенерации при слабой вентиляции

$$\rho_3 = \left(\frac{1,3 \cdot 5 \cdot 8,33}{5,3 \cdot 42,5} + 1 \right)^{-1} = 0,81.$$

При температуре воздуха в помещении 22°C и наружного воздуха -12°C температура, подаваемая рекуператором воздуха, составит

$$t_{\text{р}} = -12 + 0,81 \cdot (22 + 12) = 15^\circ\text{C}.$$

Заключение. Предложена система параметрических формул, описывающих процессы течения воздуха и теплопередачи в пластинчатых теплообменниках с перекрестными и противоточными схемами движения.

Использована линейная формула для среднего температурного напора и формула теплового потока при неопределенном тепловом балансе. Это позволило получить безитеративную методику конструктивного и поверочного теплового расчета рекуператора.

Простота и доступность методики расчета, возможность изготовления рекуператора в домашних условиях позволит всем желающим собственными силами решить вопрос экономии энергии на вентиляции жилого дома.

Литература

1. Малявина Е. Г. Теплопотери здания. Справочное пособие. 2 изд., испр. М.: АВОК-ПРЕСС, 2011. 144 с.
2. Пиир А. Э., Козак О. А., Агафонов И. М. Нормативный коэффициент теплопередачи жилого здания // Известие вузов и энергетических объединений СНГ. Энергетика. 2015. № 5. С. 69–76.
3. АВОК Стандарт-1 – 2004. Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена. М.: АВОК-ПРЕСС, 2004. 145 с.

4. Пиир А. Э., Козак О. А., Кунтыш В. Б. Пути снижения нормативных теплопотерь в жилых зданиях // Известие вузов и энергетических объединений СНГ. Энергетика. 2017. № 2. С. 113–118.
5. Пиир А. Э., Козак О. А. Повышение тепловой эффективности жилых зданий в суровых климатических условиях // Материалы Всерос. научно-технической конференции с международным участием. Омск. 2017. № 5. С. 108–116.
6. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети: учеб. для вузов. 8-е изд. М.: Энергоиздат, 1999. 360 с.
7. Фраас А., Оцисик М. Расчет и конструирование теплообменников. М.: Атомиздат, 1971. 356 с.
8. Воскресенский К. Д. Сборник расчетов задач по теплопередаче. М.-Л.: ГЭИ, 1959. 333 с.
9. Пиир А. Э. Методика выбора, основы проектирования высокоэффективных воздухоподогревателей: учеб. пособие. Архангельск: АГТУ, 1998. 79 с.
10. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Экология, 1973. 326 с.
11. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. М.-Л.: Энергия, 1965. 420 с.

References

1. Malyavina E. G. *Teplopoteri zdaniya* [Heat loss of the building]. Moscow, AVOK-PRESS Publ., 2011. 144 p.
2. Piir A. E., Kozak O. A., Agafonov I. M. Normative heat transfer coefficient of residential building. *Izvestiya vuzov i energeticheskikh ob'yedineniy SNG. Energetika* [News of universities and CIS EO Energy], 2015, no. 5, pp. 69–76 (In Russian).
3. AVOK Standard-1 – 2004. *Zdaniya zhilyye i obshchestvennyye. Normy vozdukhoobmena* [AVOK Standard-1 – 2004. Residential and public buildings. Rules vozduhom-man]. Moscow, AVOK-PRESS Publ., 2004. 145 p.
4. Piir A. E., Kozak O. A., Kuntyshev B. V. Ways to reduce the regulatory heat loss in residential buildings. *Izvestiya vuzov i energeticheskikh ob'yedineniy SNG. Energetika* [News of universities and CIS EO Energy], 2017. no. 2, pp. 113–118 (In Russian).
5. Piir A. E., Kozak O. A. Improving the thermal efficiency of residential buildings in severe climatic conditions. *Materialy Vseros. nauchno-tekhnicheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiyem* [Materials of all-Russian scientific technical conference with international participation]. Omsk, 2017, no. 5, pp. 108–116 (In Russian).
6. Sokolov E. I. *Teplofikatsiya i teplovyye seti* [District Heating and heat networks]. Moscow, Energoizdat Publ., 1999. 360 p.
7. Fraas A., Otsisik M. *Raschet i konstruirovaniye teploobmennikov* [Calculation and design of heat exchangers]. Moscow, Atomizdat Publ., 1971. 356 p.
8. Voskresenskiy K. D. *Sbornik raschetov zadach po teploperedache* [Collection of problem calculations on heat transfer]. Moscow-Leningrad, GEI Publ., 1959. 333 p.
9. Piir A. E. *Metodika vybora, osnovy proektirovaniy vysokoeffektivnykh vozdukhopodogrevateley* [Method of selection, principles of design of highly efficient air preheaters]. Arkhangel'sk, AGTU Publ., 1998. 79 p. (In Russian).
10. Mikheev M. A., Mikheeva I. M. *Osnovy teploperedachi* [Fundamentals of heat transfer]. Moscow, Ekologiya Publ., 1973. 326 p.
11. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. *Teploperedacha* [Heat transfer]. Moscow-Leningrad, Energiya Publ., 1965. 420 p.

Информация об авторах

Пиир Адольф Эдвардович – доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и теплоэнергетики. Северный (Арктический) федеральный университет (САФУ) им. М. В. Ломоносова (163002, г. Архангельск, наб. Северной Двины, 17, Российская Федерация). E-mail: ado@piir.ru

Козак Оксана Александровна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теплотехники и теплоэнергетики. Северный (Арктический) федеральный университет (САФУ) им. М. В. Ломоносова (163002, г. Архангельск, наб. Северной Двины, 17, Российская Федерация). E-mail: oksana_kozak_2012@mail.ru

Кунтыш Владимир Борисович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: egit@belstu.by

Сухоцкий Альберт Борисович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: alk2905@mail.ru

Information about the authors

Piir Adol'f Edvardovich – DSc (Engineering), Professor, the Department of Heat Engineering and Heat Power Engineering. Northern (Arctic) Federal University of M. V. Lomonosov (17, Emb. of Northern Dvina, Arkhangel'sk, 163002, Russian Federation). E-mail: ado@piir.ru

Kozak Oksana Aleksandrovna – PhD (Engineering), Associate Professor, Assistant Professor, the Department of Heat Engineering and Heat Power Engineering. Northern (Arctic) Federal University of M. V. Lomonosov (17, Emb. of Northern Dvina, Arkhangel'sk, 163002, Russian Federation). E-mail: oksana_kozak_2012@mail.ru

Kuntyshev Vladimir Borisovich – DSc (Engineering), Professor, the Department of Energy-saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: egit@belstu.by

Sukhotskiy Al'bert Borisovich – PhD (Engineering), Associate Professor, Assistant Professor, the Department of Energy-saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: alk2905@mail.ru

Поступила 11.02.2018