

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА НА БАЗЕ ПАРОЖИДКОСТНОГО ТЕРМОСИФОНА

А. А. Долинский, Д. М. Чалаев, Л. Н. Грабов

Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина

В связи с возрастающим дефицитом энергоносителей в настоящее время остро стоит вопрос внедрения современных энергосберегающих технологий и повышения эффективности использования топливно-энергетических ресурсов. При реализации мероприятий по энергосбережению преимущество отдается оборудованию с минимальным сроком окупаемости, к которому в первую очередь стоит отнести теплообменники-рекуператоры. Рекуперативные теплообменники широко используются в промышленных технологических процессах, в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Среди различных типов рекуператоров все большее применение находит теплообменное оборудование, работающее по принципу парожидкостного термосифона. Теплообменники с двухфазным термосифоном отличаются компактностью и надежностью, способны работать при минимальных температурных напорах, обеспечивают надежное разделение потоков теплоносителя [1].

Конструктивно термосифонные теплообменники-рекуператоры представляют собой пакет тепловых труб, размещенных в едином корпусе. Одна половина тепловых труб находится в зоне греющего теплоносителя, другая – в зоне нагреваемого. В этих теплообменниках каждая тепловая труба является независимым элементом системы и представляет собой оребренную герметичную трубку, запроленную рабочим агентом. Основное достоинство традиционной конструкции рекуператоров с тепловыми трубами – высокая эксплуатационная надежность, поскольку разгерметизация нескольких тепловых труб не приводит к потере работоспособности всей системы. К недостаткам можно отнести низкую ремонтпригодность, обусловленную сложностью диагностики выхода из строя отдельных тепловых труб, а также большую трудоемкость изготовления и относительно высокую стоимость этих устройств.

С целью снижения трудоемкости изготовления рекуператоров на тепловых трубах и их удешевления нами изучена возможность применения в данных системах стандартных оребренных теплообменников. Ранее нами было показано, что на основе промышленных калориферов, а также воздушных конденсаторов и испарителей, применяемых в холодильной технике, могут быть созданы недорогие рекуператоры тепла, работающие по принципу термосифонных (гравитационных) тепловых труб [2, 3].

Для определения теплопередающей способности рекуператоров данной конструкции и выявления их эксплуатационных особенностей проведены лабораторные испытания экспериментальных образцов аппаратов, изготовленных на основе оребренных теплообменных секций производства завода «Кондиционер», г. Краматорск.

Теплообменная секция (рис. 1а) имеет 2 ряда медных труб диаметром 10 мм с плотно посаженными на них алюминиевыми ребрами. Трубы последовательно соединены между собой калачами и образуют сплошной змеевик с входом и выходом на крайних трубках.

В корпусе рекуператора (рис. 1б) трубки теплообменника располагаются вертикально, и теплообменная секция разделена горизонтальной перегородкой на две полости, изолированные от перетоков воздуха. Верхняя часть теплообменника является конденсационной зоной термосифона и служит для подогрева холодного воздушного потока,

а нижняя – испарительной зоной термосифона и служит для отбора теплоты от горячего воздушного потока.

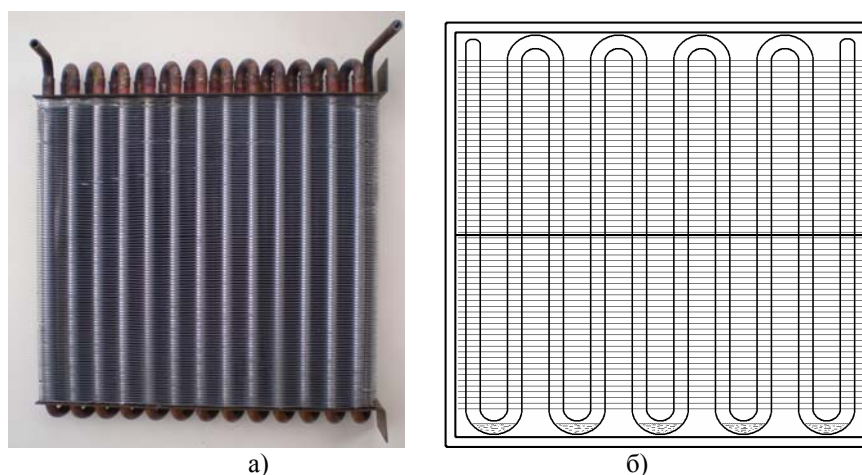


Рис. 1. Экспериментальный рекуперативный теплообменник
 а) – секция оребренного теплообменника;
 б) – схема размещения теплообменника в корпусе рекуператора

В отличие от рекуператоров традиционной конструкции, в которых каждая трубка является отдельно заправленной тепловой трубкой, в данном аппарате все трубы соединены между собой калачами и рекуператор имеет только один патрубок для заливки агента и герметизации системы. После заправки в систему жидкий агент первоначально находится в ближних к заправочному штуцеру трубках, и его перераспределение по теплообменнику происходит уже в процессе работы аппарата: при подаче на рекуператор горячего и холодного потоков воздуха рабочий агент путем последовательного испарения и конденсации в сообщающихся трубках равномерно распределяется по системе. Количество заправленного в систему агента рассчитывается из условия заполнения всех нижних калачей теплообменника приблизительно на треть высоты.

В сравнении с традиционной схемой рекуператора на тепловых трубах теплообменник с подобной организацией контура может иметь ряд преимуществ теплотехнического плана:

- за счет обеспечения возможности массо- и теплопереноса не только вдоль отдельных труб, но и между соседними трубками, создаются условия для сглаживания возможных температурных неравномерностей в потоке теплоносителя (большой разброс температур часто наблюдается, например, в потоке дымовых газов);

- упрощается процедура диагностики и дозаправки системы при утечке рабочего агента (в обычном аппарате обнаружить вышедшую из строя отдельную тепловую трубу практически невозможно).

Основным показателем, характеризующим степень совершенства рекуперативных теплообменников, является эффективность (E) аппарата. Величина E показывает долю полезно использованного тепла и численно равна отношению фактически переданной теплоты к максимально возможной.

При одинаковых массовых расходах теплоносителя на притоке и вытяжке эффективность рекуператора выражается формулой

$$E = \frac{t_{\delta}^{\dot{a}\dot{u}\dot{o}} - t_{\delta}^{\dot{a}\dot{o}}}{t_{\dot{a}}^{\dot{a}\dot{o}} - t_{\delta}^{\dot{a}\dot{o}}}.$$

В рекуператорах с тепловыми трубками величина максимальной теоретической эффективности зависит от числа рядов тепловых труб. Оценим предельную эффективность рекуператора с одним рядом тепловых труб (рис. 2а).

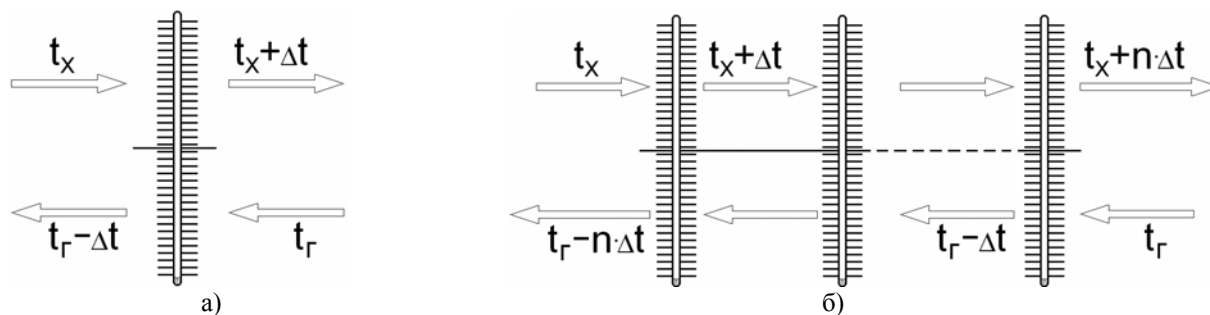


Рис. 2. Схема рекуператора на тепловых трубах
 а) – с одним рядом тепловых труб;
 б) – с несколькими рядами тепловых труб

В процессе работы рекуператора передача теплоты от горячего потока воздуха холодному осуществляется за счет циркуляции рабочего агента в тепловой трубе. Рабочий агент испаряется в горячей нижней зоне тепловой трубы и конденсируется в холодной верхней зоне, после чего самотеком возвращается вниз. В результате холодный поток воздуха нагревается и принимает температуру $t_x + \Delta t$, а горячий поток охлаждается до температуры $t_r - \Delta t$. При достижении температуры $t_x + \Delta t = t_r - \Delta t$ передача тепла прекращается, т.к. температуры в конденсационной и испарительной зонах тепловой трубы выравниваются.

Отсюда следует, что максимальный нагрев теплоносителя в однорядном рекуператоре на тепловых трубах не может превышать величину $\Delta t = (t_r - t_x)/2$ и предельная (теоретическая) эффективность такого теплообменника составляет $E = 0,5$.

Рассмотрим рекуператор с несколькими рядами тепловых труб (рис. 2б). Аналогично предыдущему варианту на выходе из рекуператора должно соблюдаться условие $t_x + n \cdot \Delta t = t_r - \Delta t$. Из чего следует:

$$\Delta t = \frac{t_r - t_x}{n + 1} \quad \text{и} \quad E = \frac{n \cdot \Delta t}{t_r - t_x} = \frac{n}{n + 1}.$$

Кривая зависимости предельной эффективности рекуператора от количества рядов тепловых труб (рис. 3) показывает, что при 4-х и более рядах эффективность этих аппаратов приближается к показателям рекуператоров роторного типа.

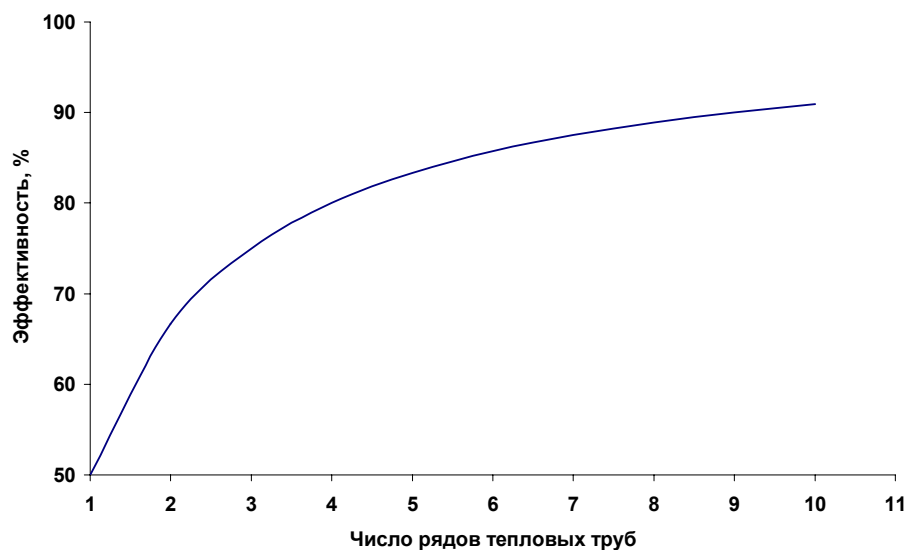


Рис. 3. Предельная эффективность рекуператора на тепловых трубах

Для определения рабочих характеристик рекуперативных теплообменников описанной выше конструкции был создан лабораторный стенд (рис. 4), основными элементами которого являются вентилятор 1, служащий для подачи воздуха в рекуператор 2, каналный воздухонагреватель 3 и воздуховод 4, соединяющий патрубки исследуемого рекуператора.

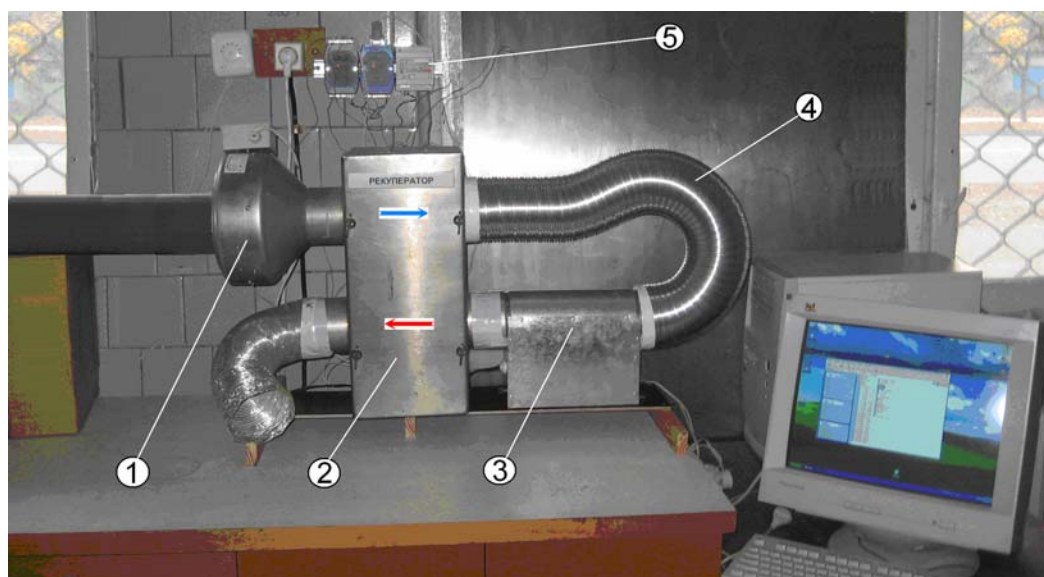


Рис. 4. Общий вид стенда для исследования экспериментальных образцов рекуператоров

С целью поддержания одинакового расхода теплоносителя через греющую и охлаждающую зоны рекуператора движение воздуха организовано таким образом, что воздушный поток последовательно проходит обе зоны рекуператора, и его циркуляция в аппарате осуществляется с помощью одного вентилятора. При этом воздух нагнетается вентилятором в конденсационную зону рекуператора, а выходной патрубок конденсационной зоны сообщается воздуховодом с каналным воздухонагревателем, установленным на входе в испарительную зону.

Выбор температурных режимов работы рекуператора и установка необходимой производительности по воздуху производится с помощью пульта управления стендом. Основными элементами системы управления являются регулятор скорости вращения двигателя вентилятора и регулятор мощности ТЭНа каналного воздухонагревателя. Аппаратная часть измерительной системы стенда включает термоанемометр ТМ-1, цифровой вольтамперметр М890G, 8-ми каналный аналого-цифровой преобразователь I-7018 с конвертером интерфейса I-7052, производящим оцифровку входных сигналов и передачу данных в компьютер.

Работа стенда происходит следующим образом. Вентилятор 1 подает холодный воздух в конденсационную зону теплообменника, расположенного в корпусе рекуператора 2. В теплообменнике холодный воздух воспринимает теплоту от конденсирующегося в трубках рабочего агента и нагревается. После прохождения конденсационной зоны подогретый воздух по воздуховоду 4 поступает в каналный воздухонагреватель 3 и догревается в нем до заданной температуры. Горячий воздух через выходной патрубок каналного воздухонагревателя подается в испарительную зону рекуператора и охлаждается, отдавая теплоту кипящему в трубках агенту. После прохождения через испарительную зону теплообменника отработанный воздух выбрасывается.

Экспериментальные исследования проводились на рекуператоре разборной конструкции, рассчитанном на установку в нем различного количества теплообменных секций (рядов тепловых труб). Рекуператор имеет металлический корпус с четырьмя

воздушными патрубками на боковых сторонах и съемную лицевую панель (рис. 4). В корпусе рекуператора могут устанавливаться от одной до четырех модульных теплообменных секций. В средней части корпуса имеется подвижная перегородка, которая разделяет секции теплообменников на испарительную и конденсационную зоны (рис. 5). Верхняя полость является конденсационной зоной термосифонной тепловой трубы, а нижняя – испарительной зоной. При работе рекуператора нагреваемый и охлаждаемый потоки воздуха движутся в противотоке.

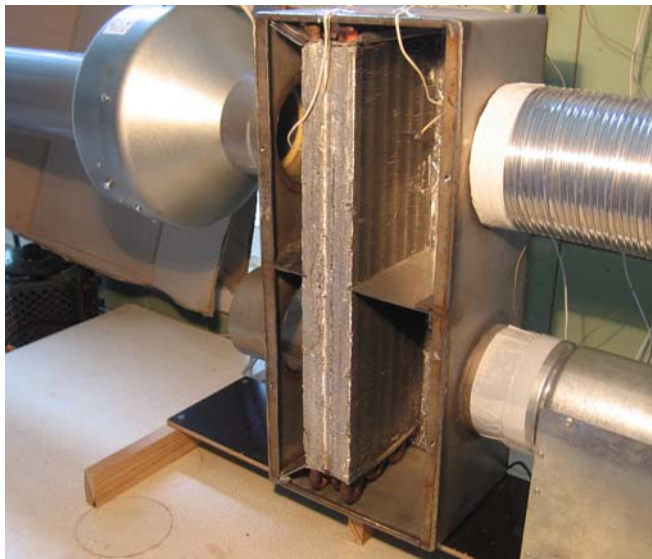


Рис. 5. Рекуперативный теплообменник со снятой лицевой панелью

За основу модульной теплообменной секции был взят оребренный трубчатый теплообменник с двумя рядами медных труб и сплошным алюминиевым ребром. Трубы теплообменника последовательно соединены между собой калачами и образуют сплошной змеевик с входом и выходом на крайних трубках. Технические характеристики теплообменника:

- размер - $250 \times 280(h) \times 35$ мм
- шаг оребрения - 2,5 мм;
- толщина ребра - 0,15 мм;
- диаметр трубок - 10 мм;
- шаг между трубками - 21 мм;
- количество рядов труб - 2;
- теплообменная поверхность - $1,8 \text{ м}^2$

Изготовление термосифонной теплообменной секции включало вакуумирование трубного пучка теплообменника, заполнение его необходимым количеством рабочего агента и герметизацию.

Методика экспериментальных исследований предполагала получение рабочих характеристик рекуператора в виде зависимости его эффективности от скорости теплоносителя при разных количествах рядов тепловых труб. Согласно методике результаты фиксировались только после установления теплового равновесия в рекуператоре. Опыты проводились при температурах теплоносителя до $90 \text{ }^\circ\text{C}$ и скоростях от 0,5 до 4,5 м/с. При обработке экспериментальных данных учитывались только те измерения, при которых температурное равновесие в рекуператоре наблюдалось в течение не менее 30 мин.

Результаты обработки в координатах эффективность-скорость теплоносителя (рис. 6) показали, что при низких скоростях воздуха эффективность рекуператора близка к величине теоретического предела.

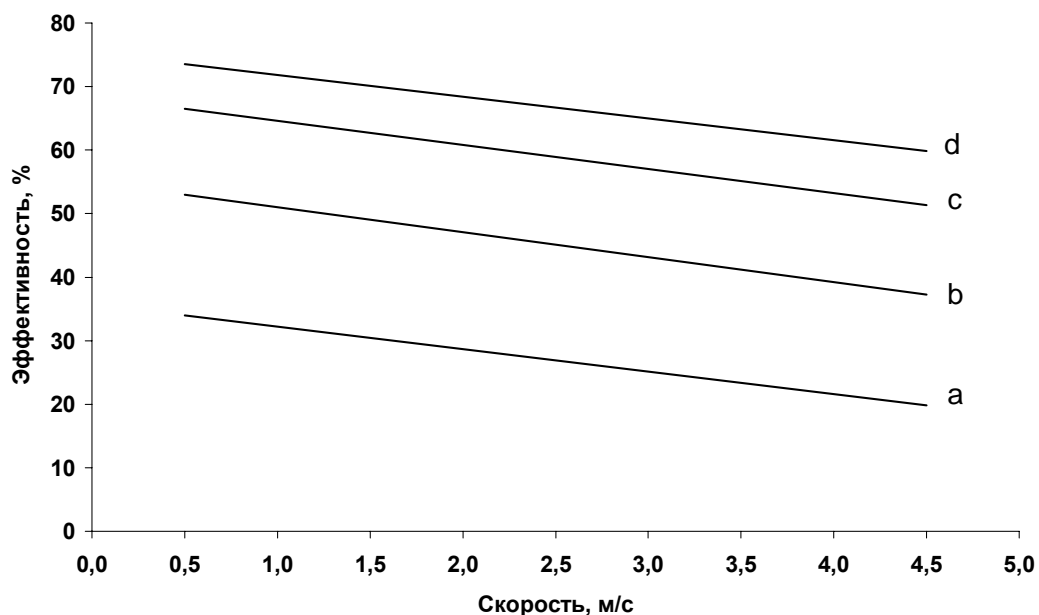


Рис. 6. Зависимость эффективности рекуператора от скорости движения теплоносителя

Число рядов тепловых труб в рекуператоре: a – один; b – два; c – три; d – четыре

Для проверки наличия теплопереноса между соседними трубками теплообменника и оценки степени его эффективности было промерено поле температур по поперечному сечению воздуховодов на всех патрубках рекуператора. Измерения показали большую температурную неравномерность потока горячего воздуха на выходе из канального воздухонагревателя, что было вызвано особенностью конструкции нагревательного элемента (рис. 7а). Степень разброса температур зависела от скорости воздуха в канале и при некоторых режимах превышала 10 - 15°C. На остальных патрубках рекуператора температура воздушного потока была практически одинаковой по всему сечению воздуховода.

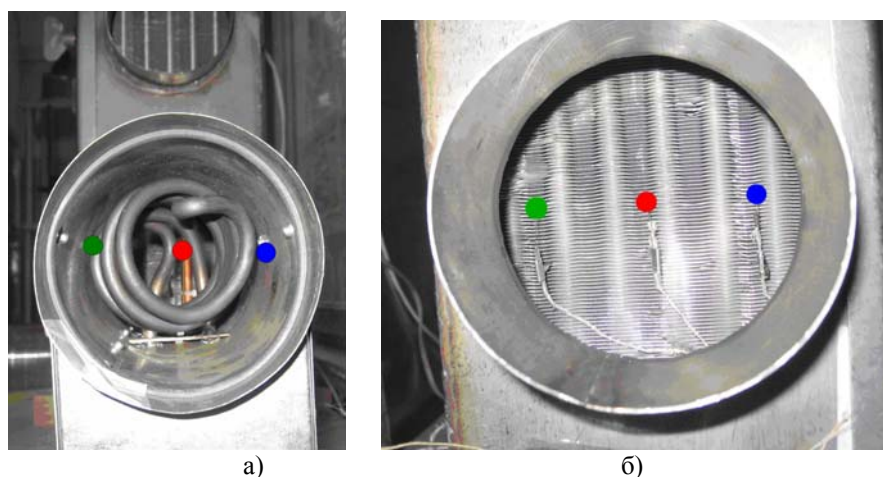
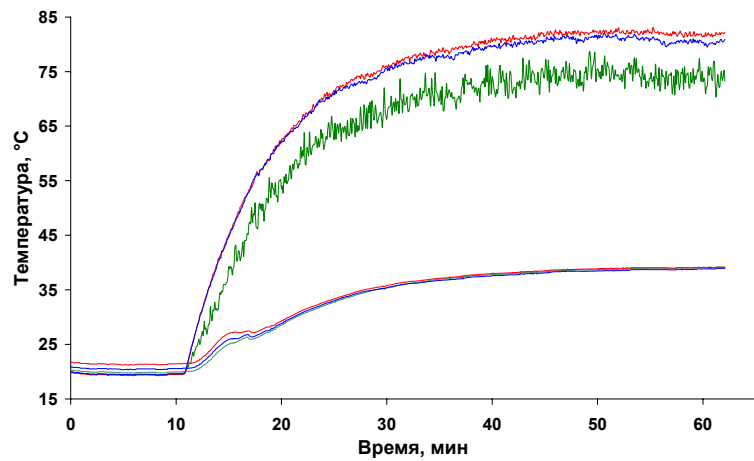


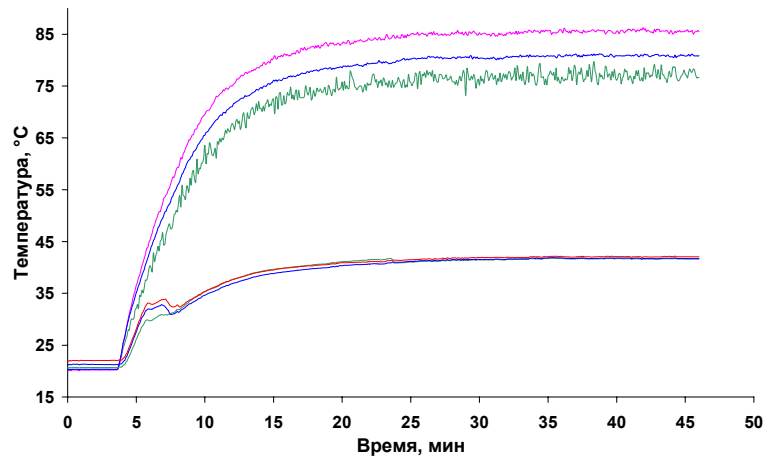
Рис.7. Точки измерения температур в канальном воздухонагревателе и патрубках рекуператора

На рис. 8 показан ход температур в процессе эксперимента и характер разброса температур при различных скоростях движения воздуха. Температуры измерялись с помощью термопар в

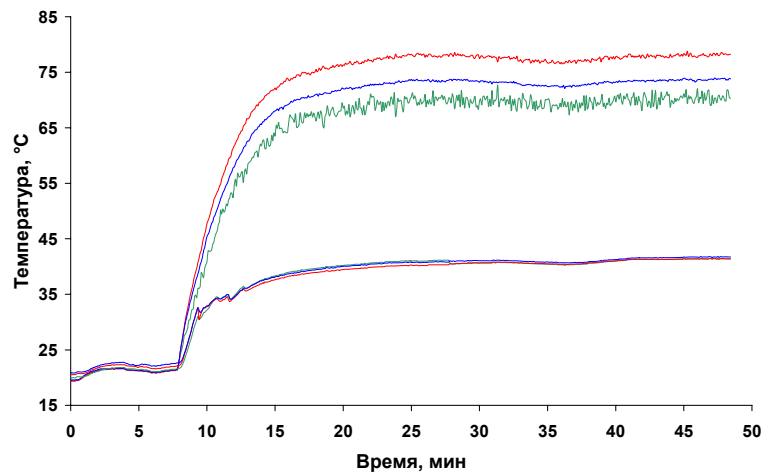
центральной и периферийной частях воздуховода (рис. 7б) на входе и выходе испарительной зоны теплообменника. Верхние линии соответствуют температурам на входе в теплообменник, а нижние – температурам на выходе из теплообменника.



а)



б)



в)

Рис. 8. Распределение температур воздуха по сечению воздуховода на входе и выходе рекуператора
Скорость движения воздуха: а) $V=0,6$ м/с; б) $V=1,7$ м/с; в) $V=3,5$ м/с

Как видно из графиков, при всех режимах движения температура воздушного потока на входе в теплообменник имеет большую неравномерность по сечению. На выходе из теплообменника первоначально наблюдались небольшие температурные возмущения, вызванные образованием и срывом пленки конденсата в конденсационной зоне. После выхода рекуператора на стационарный режим работы (приблизительно на 15-й–30-й минутах) температура потока на выходе из теплообменника стала одинаковой по всей ширине сечения, что подтверждает высказанное нами предположение о способности рекуператора данной конструкции сглаживать температурные неравномерности воздушного потока.

Обозначения

$t_{\delta}^{\dot{\delta}}, t_{\delta}^{\dot{\delta}\dot{\delta}}$ – температура холодного теплоносителя на входе и выходе рекуператора, °С;
 $t_{\dot{\delta}}^{\dot{\delta}}, t_{\dot{\delta}}^{\dot{\delta}\dot{\delta}}$ – температура горячего теплоносителя на входе и выходе рекуператора, °С; Δt – изменение температуры теплоносителя, °С; E – эффективность рекуператора, %; n – число рядов тепловых труб;

Литература

1. Leonard L. Vasiliev. Heat pipes in modern heat exchangers // Applied Thermal Engineering. 2005. № 25. P. 1–19.
2. Грабов Л.Н., Чалаев Д.М., Шморгун В.В., Карповец А.А. Рекуперация теплоты отработанного в распылительной сушилке теплоносителя с использованием теплообменника на тепловых трубах // 2-я Международная научно-практическая конференция “Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и тепловые процессы) СЭТТ-2005”: Труды конференции / 11-14 октября 2005 г., Москва, 2005. Т.2. С.78-80.
3. Чалаев Д.М., Дубовкина И.А. Рекуперация теплоты в конвективных сушильных установках // Промышленная теплотехника. 2011. Т.33, №7. С.172-173